

# MAASTOJUOKSUSIMULAATTORIN MEKANIKKASUUNNITTELU

Tomi Laava  
2011  
Oulun seudun ammattikorkeakoulu

# MAASTOJUOKSUSIMULAATTORIN MEKANIKKASUUNNITTELU

Tomi Laava  
Opinnäytetyö  
23.9.2011  
Kone- ja tuotantotekniikan koulutusohjelma  
Oulun seudun ammattikorkeakoulu

Koulutusohjelma <b>Kone- ja tuotantotekniikka</b>	Opinnäytetyö <b>Insinöörityö</b>	Sivuja + Liitteitä <b>38 4</b>
		<b>+</b>
Suuntautumisvaihtoehto <b>Tuotantotalous</b>	Aika <b>2011</b>	
Työn tilaaja <b>OAMK</b>	Työn tekijä <b>Tomi Laava</b>	
Työn nimi <b>Maastajuoksusimulaattorin mekaniikkasuunnittelu</b>		
Asiasanat <b>Mekaniikkasuunnittelu, simulaattori</b>		

Insinöörityö on tehty osaprojektina Oulun ammattikorkeakoulun tekniikan yksikön maastajuoksusimulaattoriprojektiin. Työssä suunniteltiin alustavasti maastajuoksusimulaattorin mekaniikka ja määriteltiin tarvittavat voimansiirtokomponentit.

Suunnittelu aloitettiin miettimällä maastajuoksun ominaisuuksia, jotka muunnettiin teknisiksi vaatimuksiksi. Vaatimusten perusteella suunniteltiin erilaisia rakenne malleja, joiden joukosta valittiin kehityskelpoisin. Valitun mallin perusteella suunniteltiin simulaattorin mekaniikka 3D-mallinnusohjelman avulla. Mekaniikalle valittiin sopivat voimansiirtokomponentit ja voimanlähteet.

Työn tuloksena on mekaniikan kokoonpanopiirustus ja ehdotukset voimansiirtokomponenteista, joita toteutuksessa voidaan käyttää. Ehdotettuja komponentteja olivat sähkömoottori, tappivaihde, hammaspyörä ja hammastanko. Tulosten pohjalta projekti voi edetä yksityiskohtaisempaan suunnitteluun ja komponenttien valintaan sekä mitoitukseen.

# SISÄLTÖ

## TIIVISTELMÄ

## SISÄLTÖ

1 JOHDANTO .....	5
2 ESISUUNNITTELU .....	6
2.1 Vaatimukset ja reunaehdot.....	6
2.2 Alustava rakenne.....	9
2.3 Rakenteen valinta.....	12
3 SUUNNITTELU .....	14
3.1 Mekaniikkasuunnittelu .....	14
3.2 Toimilaitteet ja moottorit .....	18
3.2.1 Hammaspyörä ja hammastanko .....	18
3.2.2 Moottorit ja vaihteet .....	24
3.3 Kulmakiihtyvyyden vaatima vääntömomentti ja laitteiden sopivuus .....	29
3.3.1 Painon jakaantuminen.....	29
3.3.2 Hitausmomentin laskeminen .....	30
3.3.3 Mahdollinen kuormitustilanne.....	31
4 TULOKSET .....	34
5 POHDINTA .....	37
LÄHTEET .....	38

## LIITTEET

Liite 1. Kokoonpanokuva

Liite 2. Hammaspyörä

Liite 3. Tappivaihde

Liite 4. Lähtötietomuistio



# 1 JOHDANTO

Maastajuoksusimulaattori on Oulun seudun ammattikorkeakoulun keväällä 2011 aloitettu projekti. Projekti on tarkoitus toteuttaa usean yksikön ja usean Tekniikan yksikön osaston yhteisprojektina. Projektin koordinaattorina toimii OAMK:n tekniikan yksikkö.

Simulaattorin tarkoituksena on mahdollistaa todellisentuntoinen juoksuharjoittelu sisätiloissa. Todentuntoisuus pyritään toteuttamaan automaattisen nopeuden säädön, korkeuserojen simuloinnin sekä juostavan reitin visualisoinnin avulla.

Tämä työ on osaprojekti, jossa tarkoituksena on suunnitella korkeuseroja simuloiva mekaniikka. Suunniteltavan mekaniikan tulee kyetä kallistumaan ja simuloimaan korkeuseroja sivuttais- ja pitkittäissuunnassa. Liikkeiden tulee olla nopeudeltaan realistisia normaaliin juoksuvauhtiin verrattaessa. Työn tavoitteena on ideoida ja suunnitella toimiva mekanismi, joka voidaan tarvittaessa valmistaa tai kehittää lisää uusien tarpeiden ilmetessä. Työn tuloksena saadaan mekanismin kokoonpanopiirustus ja voimansiirtokomponenttien määrittely. (Liite 1.)

## 2 ESISUUNNITTELU

Esisuunnitteluvaiheessa mietitään ja suunnitellaan ratkaisuja, joilla mekaniikka voitaisiin toteuttaa. Mekaniikan lisäksi pohditaan, minkälaisia toimilaitteita mekaniikassa voitaisiin hyödyntää. Suunnittelu perustuu laitteelle asetettuihin vaatimuksiin ja reunaehtoihin. Suunnittelussa on hyödynnetty Autodesk Inventor 2010 -ohjelmaa.

### 2.1 Vaatimukset ja reunaehdot

Maastajuoksun yleisimpiä piirteitä ovat korkeuserojen muutokset ylä- ja alamäkeen. Mäkien kaltevuus ilmoitetaan prosenttilukuna. Luku ilmaisee, kuinka paljon mäessä on nousua verrattuna kuljettuun matkaan. Esimerkiksi kaltevuudeltaan 20 % mäki nousee metrin matkalla 20 cm. Yli 30 % mäet juoksureiteillä ovat erittäin poikkeuksellisia, joten 30 % kallistus on riittävä juoksun simulointiin ja näin ollen mekaniikan maksimikulma. Kuvassa 1 on noin 30 % kallistuskulman mäki.



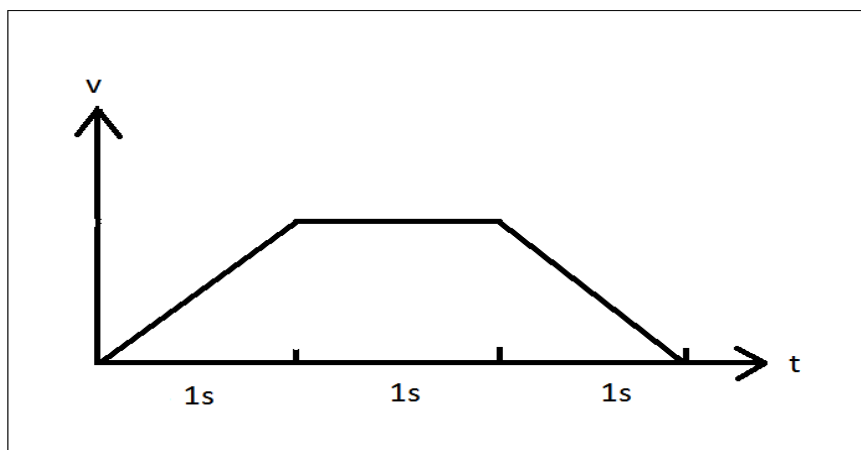
*KUVA 1. Jyrkkä nousu linatin kuntoradalta, nousun kallistuskulma on noin 30%*

Kaarrejuoksua ja mutkia voidaan simuloida pienellä sivuttaiskallistumalla. Kallistuman ei tarvitse olla suuri, joten 5 % kallistus on riittävä.

Juoksija sijoittuu juostessaan maton keskelle. Juoksijan tulisi pysyä samalla korkeudella riippumatta siitä, juokseeko hän mäessä tai kaarteessa. Maton keskipisteen tulee pysyä paikoillaan kallistuksista huolimatta.

Juoksumaton paino on keskimäärin noin 100 kg ja oletettu käyttäjän paino on noin 100 kg. Alustan tulee kestää juoksijan ja maton paino, joka on yhteensä n. 200 kg.

Mäen kallistumisnopeus riippuu mäen profiilista ja juoksijan nopeudesta. Mäkisessä maastossa juoksuradan profiili voi muuttua nopeasti ylämäestä alamäeksi. Simulaattorissa tämä tarkoittaa kallistumista ääriasennosta toiseen ääriasentoon. Mietittäessä mäkien profiileja todettiin, että kallistuksen laidasta laitaan tulisi tapahtua kolmen sekunnin kuluessa (kuva 2). Kallistumisnopeutta mietitään tarkemmin toimilaitteita määriteltäessä. Toimilaitteissa tulee huomioida liikkeen kiihdytys, maksiminopeus ja jarrutus.



KUVA 2. Vaadittava kallistus ajan ja nopeuden funktiona

Simulaattorin tulisi olla käytettävissä mahdollisimman monessa paikassa. Jokaisesta paikasta löytyy sähköä, joten toimilaitteiden tulisi olla sähkökäyttöisiä. Käyttämisen helppouden lisäksi sähkölaitteet ovat todennäköisesti halvin ratkaisu verrattaessa hydraulisiin tai pneumaattisiin laiteratkaisuihin.

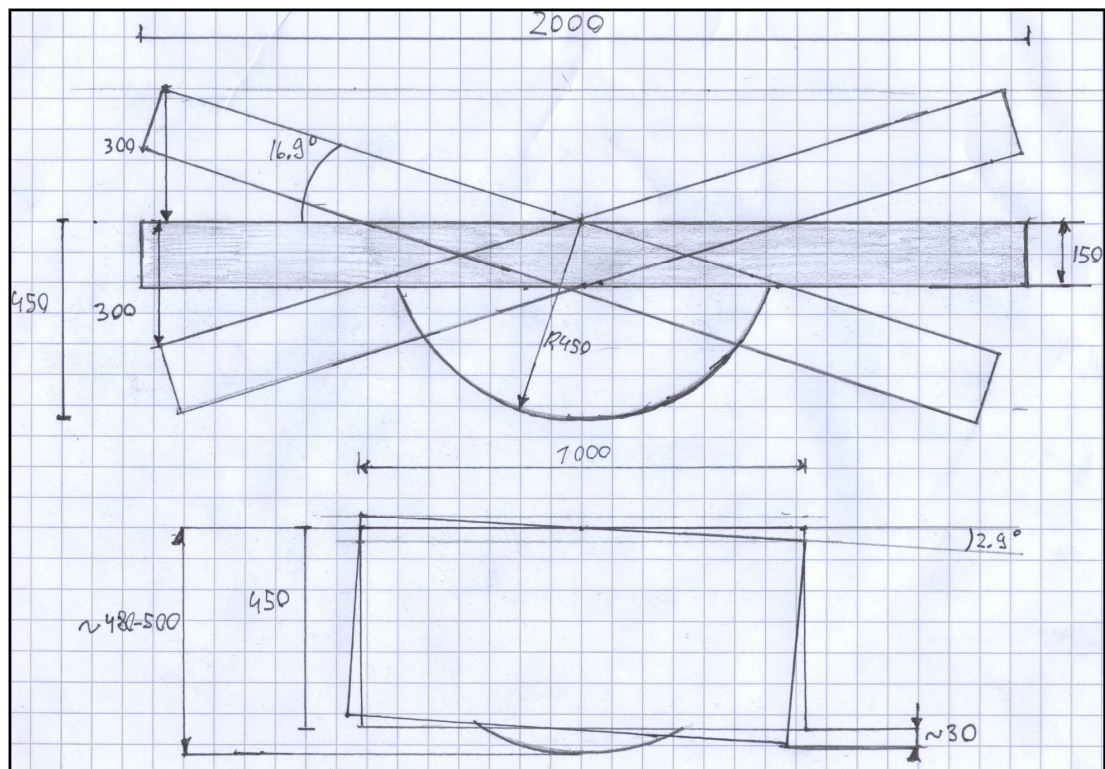
Mekaniikalta muita toivottavia ominaisuuksia on rakenteen keveys, kompakti koko ja edullisuus. Kokoon ja painoon voidaan vaikuttaa suunnittelulla ja materiaalivalinnoilla. Laitteen hintaan vaikuttaa todennäköisesti eniten toimilaitteiden koko ja määrä. Vaatimukset on esitetty taulukossa 1.

*TAULUKKO 1. Mekaniikan vaatimuslista*

VAATIMUSLISTA T=Toive V=Vaatimus	V/T
30 % kallistus eteen ja taakse	V
5 % kallistus sivuille	V
Liikkumaton keskipiste	V
Kestettävä 200kg rasitus	V
mäen max. Kallistumisnopeus	V
Sähkökäyttöinen	V
Paino/Keveys	T
Hinta/edullisuus	T

## 2.2 Alustava rakenne

Rakenteen suunnittelun reunaehdot ovat 30 % pitkittäiskallistus, 5 % sivuttaiskallistus ja keski- sekä painopisteen paikallaan pysyvyys. Käytännössä tämä tarkoittaa, että vapausasteita on kaksi, rotaatiot X- ja Y-akselien ympäri. Rakenteiden suunnittelu on hyvä aloittaa luonnostelemalla liikuteltavan maton ääripisteet ja liikeradat (kuva 3). Liikeratojen perusteella voidaan luonnostella mekaniikan rakenteita.



KUVA 3. Luonnos maton ääriasennoista ja liikeradoista

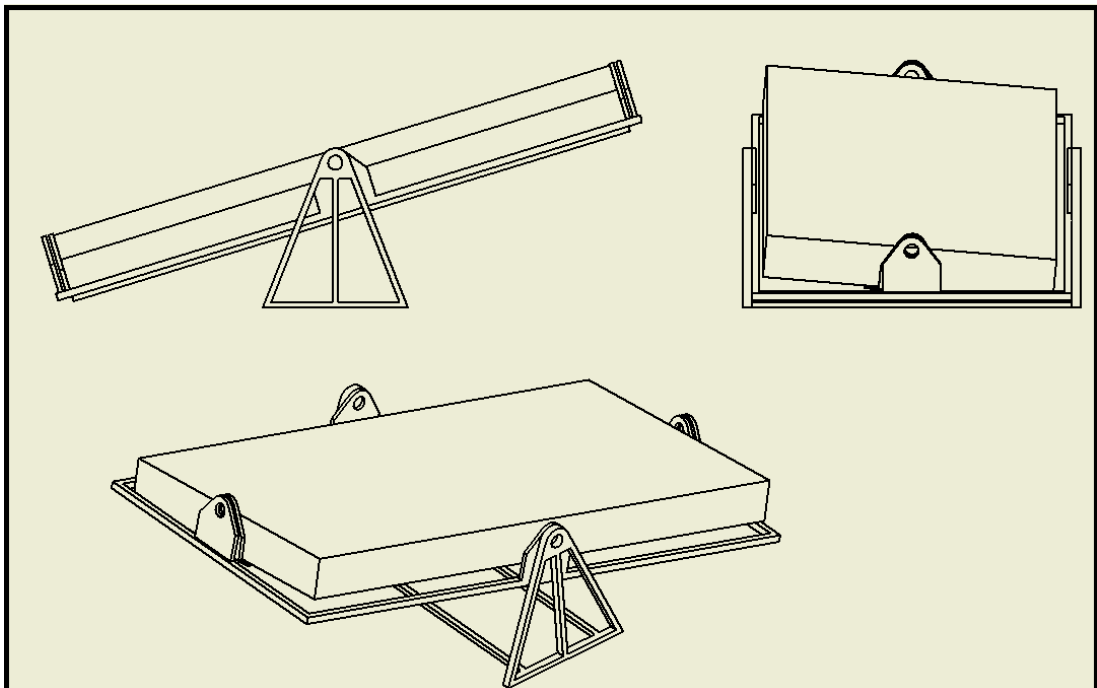
Rakenteiden suunnittelu on hyvä aloittaa luonnostelemalla liikuteltavan maton ääripisteet ja liikeradat. Liikeratojen perusteella voidaan luonnostella mekaniikan rakenteita. Luonnoksessa on oletettu liikuteltavan maton olevan 2 metriä pitkä ja metrin leveä sekä askelkorkeudeltaan 15 cm. Nämä mitat

ovat lähellä suurinta osaa kaupallisten mattojen mitoista. Luonnoksesta huomataan että pitkittäiskallistus vaatii n. 45 cm korkeuden. Sivuttaiskallistus vaatii n. 3 - 5 cm korkeuden, joten simulaattorin korkeus on n. ~50 cm.

Karkean hahmotelman perusteella suunniteltiin kolme erilaista reunaehdot täyttävää mallia.

### **Malli 1**

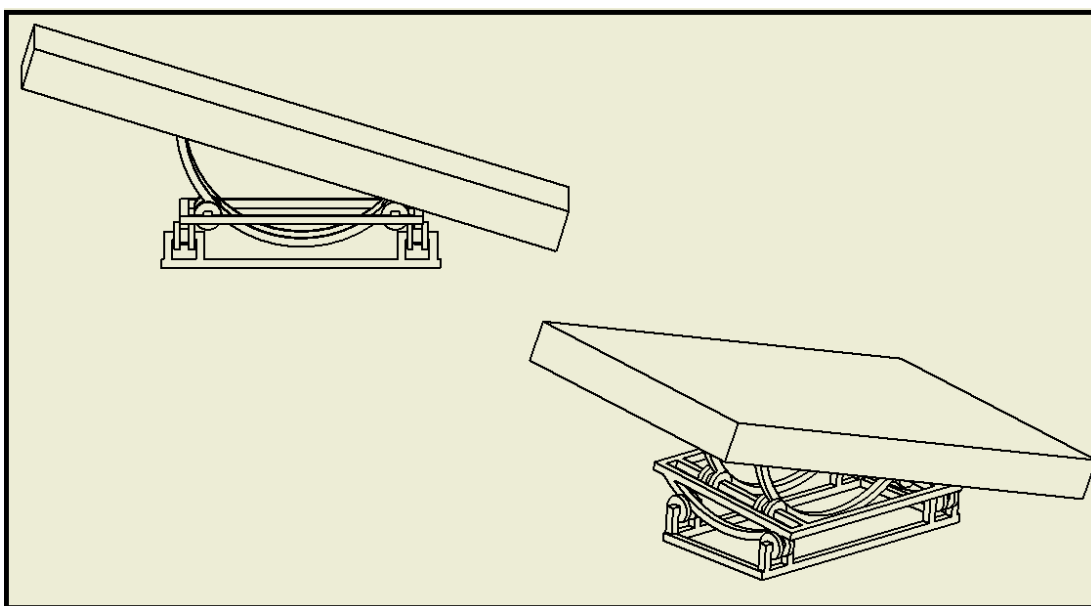
Ensimmäisessä mallissa (kuva 4) matto kiinnitetään runkoon, joka kykenee pyörittämään X-akselin ympäri. Tämä runko on kiinnitetty toiseen runkoon, joka kykenee pyörittämään Y-akselin ympäri. Rakenne on yksinkertainen ja sen valmistuksessa voidaan käyttää standardiprofiileja. Rungon alle jää riittävästi tilaa toimilaitteiden sijoittelulle. Rungon kallisteluun voidaan soveltaa monenlaisia toimilaitteita. Runkorakenteiden takia laitteen mitat kasvavat ja nivelöinti sijoittuu rungon ulkopuolelle. Toimilaitteina voidaan käyttää lineaariyksiköitä, vipumekanismeja tai hammaspyörämekanismeja.



*KUVA 4. Malli 1*

## Malli 2

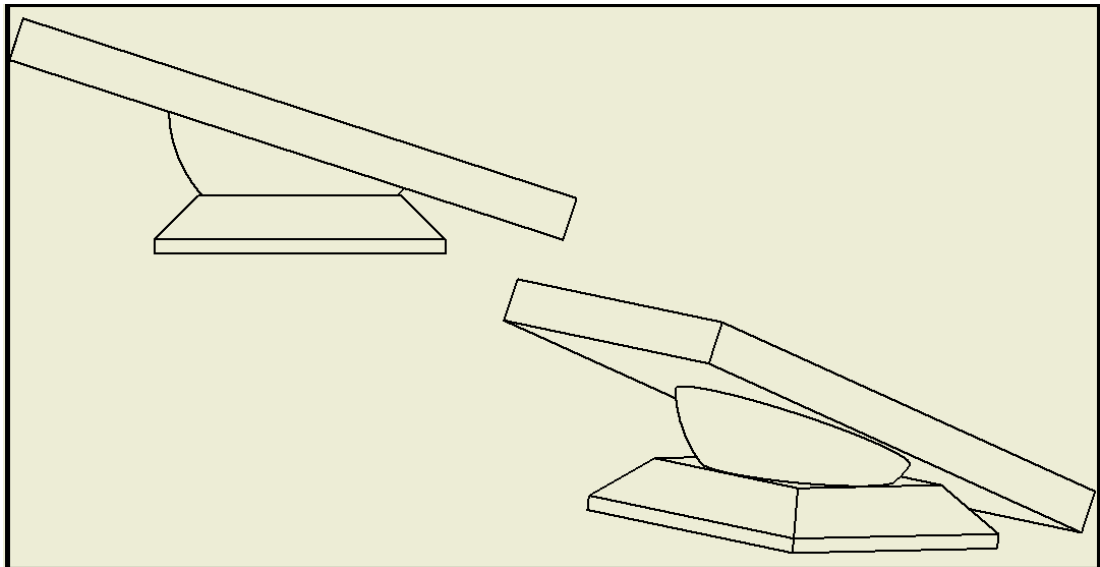
Seuraavassa mallissa (kuva 5) kallistuminen perustuu kahteen keskenään kohtisuoraan keinumekanismiin. Keinut kelluvat rullien päällä, jolloin paino kohdistuu tukirulliin. Mallissa runkorakenne jää kokonaan juoksumaton alle, jolloin laitteen turvallisuus paranee puristumis- ja takertumisriskien vähentyessä. Runko voidaan rakentaa standardiprofiileista ja siihen voidaan soveltaa useanlaisia toimilaitteita. Toimilaitteet voidaan sijoittaa piiloon rungon alle. Toimilaitteena voidaan käyttää sähkömoottoria, joka pyörittää kaaria kaariin sijoitetun hammastangon ja hammasrattaan välityksellä. Toimilaitteina voidaan mahdollisesti käyttää myös vipu- tai lineaarimekanismeja.



KUVA 5. Malli 2

### Malli 3

Kolmannessa mallissa (kuva 6) tuenta perustuu maton alle sijoitettavaan puolipalloon. Pallo kestää hyvin rasitusta ja mahdollistaa kallistuman X- ja Y-akseleiden ympäri. Pallon alusta voitaisiin toteuttaa kuulapöydän tavoin, eli alustaan sijoitettaisiin kuulia joiden varassa pallo voisi liikkua. Pallo voitaisiin tehdä painesäiliön päädyistä. Rakenteessa toimilaitteiden sijoittaminen rungon alle on ongelmallista. Toimilaitteina voitaisiin käyttää vipumekanismia tai lineaariyksiköitä, jotka voitaisiin sijoittaa maton alle ja tukea pallon alustaan.



KUVA 6. Malli 3

### 2.3 Rakenteen valinta

Jokainen runkomalli mahdollistaa kallistuman eteen ja taakse siten, että keskipiste pysyy liikkumattomana. Runkomalleista parhaaksi vaihtoehdoksi valikoituu malli 2, jonka runko on tarpeeksi yksinkertainen ja helppo rakentaa. Runko sijoittuu kokonaan maton alle, jolloin raajojen puristuminen ja vaatteiden takertuminen runkoon estyy ja näin ollen parantaa laitteen



turvallisuutta. Rungon sijoittuminen maton alle antaa lisää tilaa mahdollisille turva- ja tuki mekanismeille. Mekanismin toimilaitteina voidaan käyttää sähkömoottoreita ja voimansiirrossa hammasratasmekanismeja ja alennusvaihteita.

### 3 SUUNNITTELU

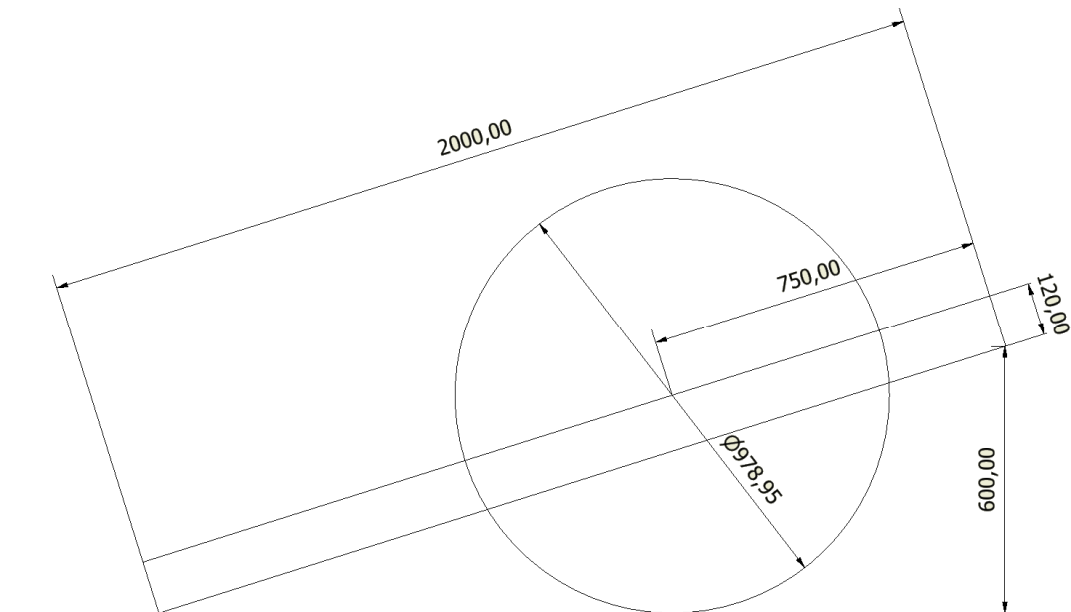
Juoksumattojen teknisistä tiedoista selviää, että juoksumatot ovat yleisesti noin kaksi metriä pitkiä (8; 9). Juoksumattojen matto osa peittää noin  $\frac{3}{4}$  osaa juoksumaton pituudesta. Juoksija sijoittuu matto osan keskelle, jolloin mekaniikan keskipiste ei sijoitu maton keskelle vaan vähän sivuun.

#### 3.1 Mekaniikkasuunnittelu

Esisuunnittelusta poiketen mekaniikka suunnitellaan toisin päin, eli pitkittäiskallistus tapahtuu alemmalla kehdolla ja poikittaiskallistus ylemmällä. Näin rungosta saadaan tukevampi, eikä pitkittäiskallistuksen kaariin aiheudu niin paljon jännitystä. Mekaniikka suunnitellaan valmistettavaksi 40 mm neliöputkesta. Neliöputki on rakenteeltaan tukeva ja sen lujuusarvoja voidaan muuttaa helposti seinämän vahvuutta muuttamalla.

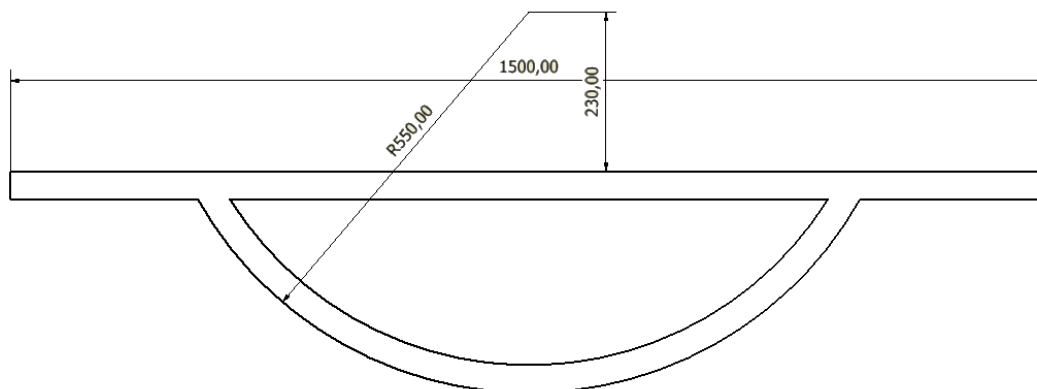
Keskipisteen sijainnin vuoksi tarvitsee matto toiseen suuntaan kallistuessaan enemmän tilaa, kuin toiseen suuntaan. Kallistumisen ja maton oletetun pituuden avulla voitiin suunnitella pitkittäissuuntaan kallistuva kehto osa.

Kuvassa 7 on hahmoteltu juoksumatto ääriasentoon kallistuneena. Keskipiste on sijoitettu  $\frac{3}{4}$  matkalle mattoa, joka on kehdon kallistelun mahdollistavan kaaren keskipiste



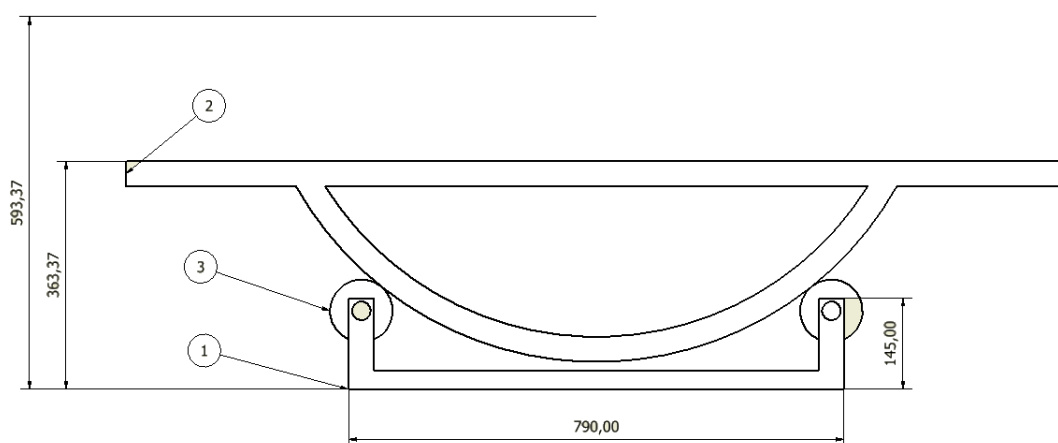
*KUVA 7. Hahmotelma jossa 120mm paksu juoksumatto kallistuneena 30 % kallistuskulmaan. Kuvassa näkyy pitkittäiskallistuksen vaatima kaaren halkaisija, kun juoksumaton keskipiste on 750mm päässä maton laidasta*

Hahmotelmasta huomataan, että minimi halkaisija kaarelle on noin metri. Matto kallistelee kuitenkin myöskin sivuttais, joka edellyttää lisää korkeutta. Tämän takia valitaan kehdon kaaren halkaisijaksi 1,1 metriä (kuva 8).



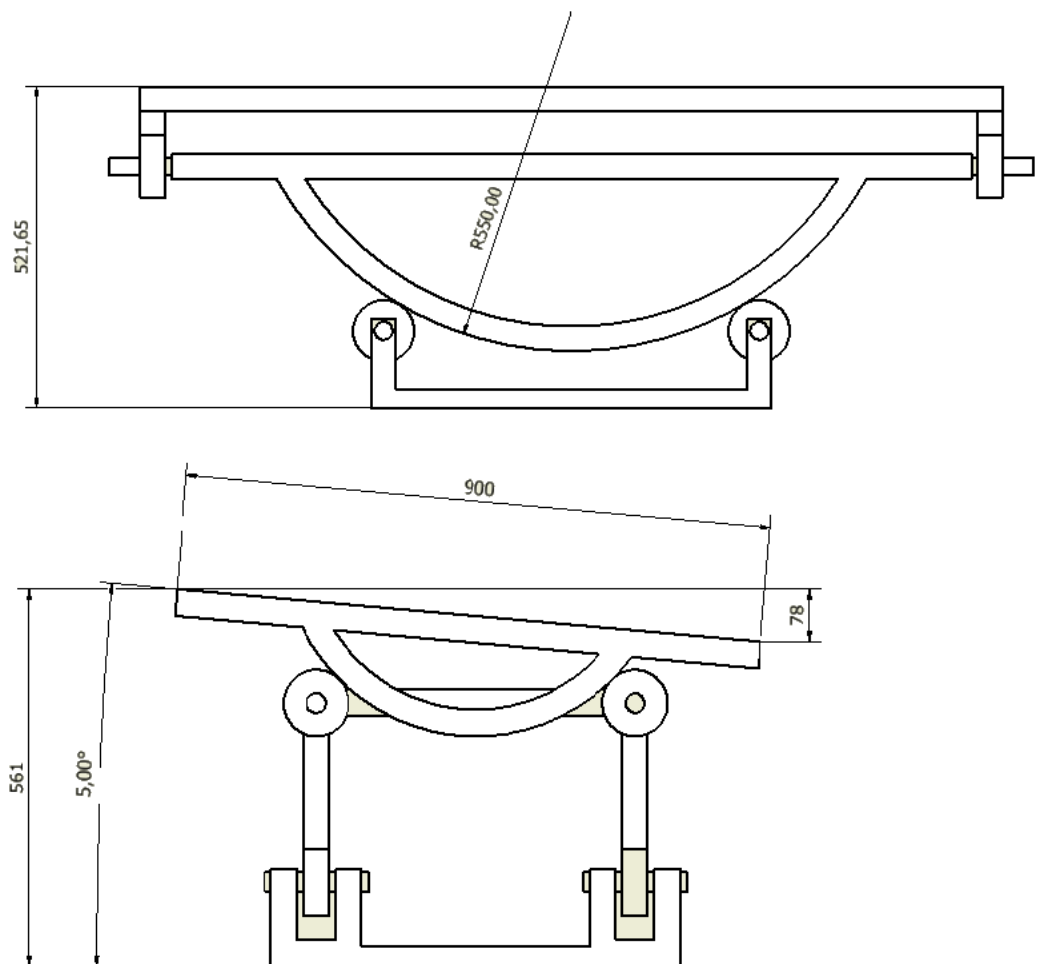
*KUVA 8. Pitkittäiskallistuksen mahdollistava kehto. Kaaren keskipiste on rungon päälle asetettavan juoksumaton keskipiste*

Kehdon tukemiseen lattiaan tarvitaan ratkaisu, jota kutsutaan tässä rungoksi (kuva 9). Runko tuetaan maahan ja rungossa on tangot, joihin voidaan kiinnittää rullat, joiden varassa kehto liikkuu. Rungon mitat määräytyvät kehdon mukaan.



*KUVA 9. Mekaniikan runko (1.) kehto(2.) ja rullat (3.), joiden varassa kehto liikkuu*

Sivuttaissuuntaisen kallistumisen mahdollistavaa rakennetta kutsutaan tässä ylemmäksi kehdoksi (kuva 10). Ylemmän kehdon liikerata on pieni. Kehdon tulee kyetä kallistumaan vain noin 3° astetta, jolla saadaan yli 5 % kallistuma. Suunnittelussa on käytetty selkeyden takia 5° asteen kallistusta. Ylemmän kehdon kallistuminen ja kaaren halkaisija määräävät merkittävästi alemman kehdon leveyden. Leveyteen ja korkeuteen voidaan vaikuttaa rullien kokoa muuttamalla. Kehdon leveyttä ja pituutta voidaan muuttaa käytettävän juoksumaton tarpeiden mukaan.

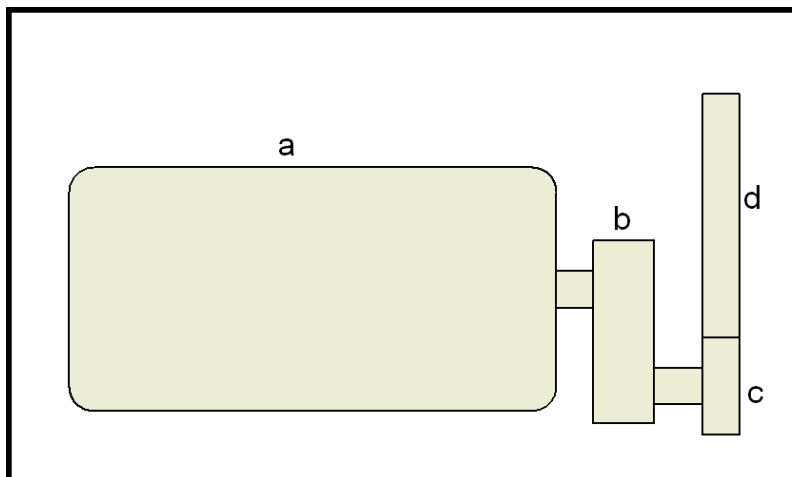


KUVA 10. Simulaattorin mekaniikka edestä ja sivulta.

Rakenteiden yksityiskohdat, kuten rullat, rullien kiinnitys ja laakerointi sekä muut tarvittavat mekaaniset kohdat suunnitellaan ja määritellään myöhemmin.

### 3.2 Toimilaitteet ja moottorit

Toimilaitteiksi valitaan hammaspyörävoimansiirto, alennusvaihde sekä sähkömoottori. Toimilaitteiden suunnittelussa täytyy valita sopiva hammaspyörä ja sille pariksi sopiva hammastanko. Alennusvaihde ja moottori mitoitetaan hammaspyörän ja hammastangon välityksen perusteella. Laitteiden järjestys näkyy kuvassa 11.



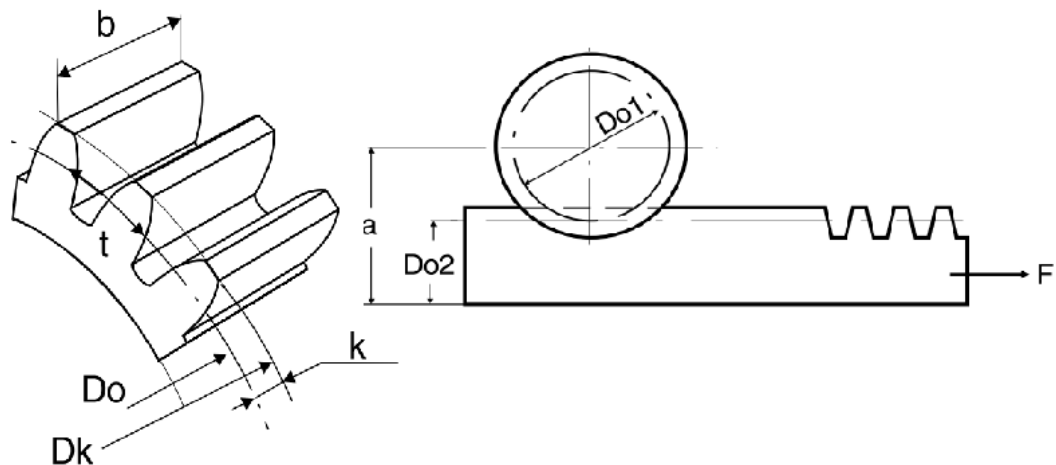
*KUVA 11. Voimansiirtokomponenttien kaaviokuva: a: moottori, b: alennusvaihde, c: hammaspyörä, d: kehdon kaari*

#### 3.2.1 Hammaspyörä ja hammastanko

Hammaspyörän momentinsiirtokykyyn ja välityssuhteeseen vaikuttavat pyörän jakokehä, moduuli, valmistusmateriaali sekä paksuus. Moduuli on

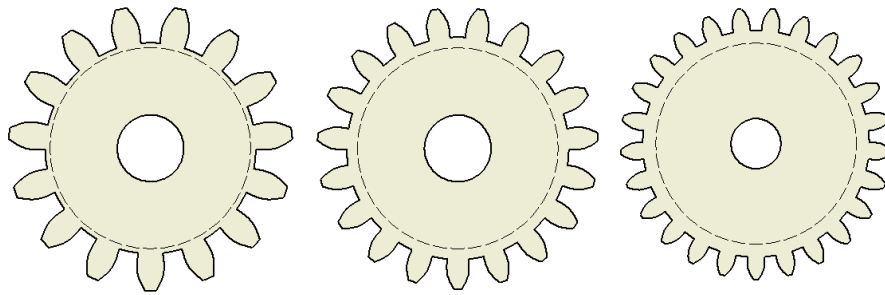
hammaspyöröiden valmistuksen avuksi määritelty apusuure. Moduuli on hammaskokoon liittyvä vakiosuhdeluku, joka ilmaisee hampaiden ja halkaisijan suhdetta. Hampaan valmistuksessa moduuli määrittää tarvittavan terän, joten saman moduulisten hammaspyöröiden hampaat valmistetaan samanlaisella terällä, joten näin ollen hampaat ovat samanlaisia ja niiden koko pysyy samana halkaisijasta riippumatta. (1, s. 251 - 252.)

Hammaspyörissä jakokehällä tarkoitetaan kehää, jolla momentti ja voima siirtyvät pyörästä toiseen. Hammaspyöräiä mitoitettaessa käytetään laskuissa hammasrattaan jakokehää, joka on pienempi kuin ulkohalkaisija (kuva 12).



*KUVA 12. Hammaspyörän jakokehä  $D_o$  ja hammaspyöräpari, jonka jakokehät  $D_{o1}$  ja  $D_{o2}$  kohtaavat (2, s. 2)*

Hammaspyöräpari muodostuu pienemmästä hammaspyörästä ja hammastangosta, joka kiinnitetään kehdon kaareen. Hammaspyörä pyörittää kehdon kaarta ja on käytävä hammaspyörä. Sopivaksi hammaspyöräksi arvioitiin n. 7–8 cm jakokehäinen lieriöhammaspyörä. Hammaspyörän koon perusteella sopivaksi moduuliksi arvioitiin moduuli 3, jolloin hammasluku ja koko vaikuttaa sopivalta. Molempien kehtojen kaariin käytetään saman kokoista hammaspyörää. Kuvassa 13 on esitetty hammas-  
tuksen muutokset moduulin muuttuessa.

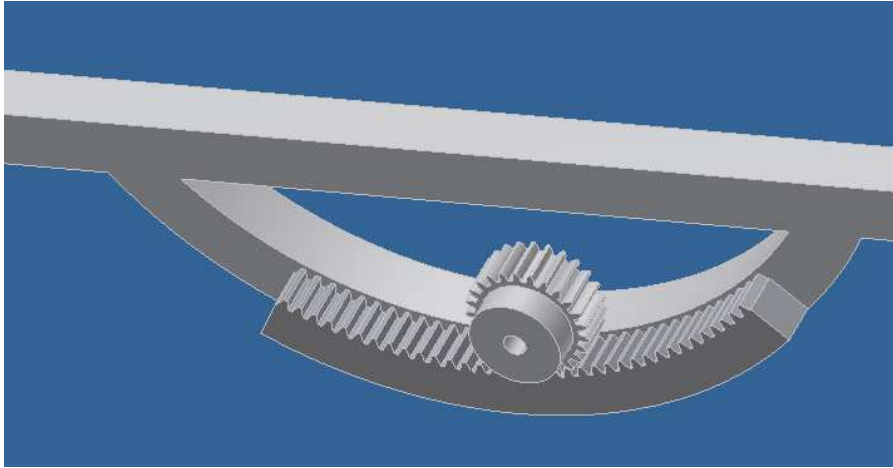


*KUVA 13. Hammaspyörät, joilla on eri moduulit. Vasemmalla moduuli 5, keskellä moduuli 4 ja oikealla moduuli 3*

Käyttäväksi hammaspyöräksi sopii Mekanexin vakiopyörien valikoimasta 75 mm jakohalkaisijan hammaspyörä. Pyörän paksuus on 30 mm ja moduuli 3, jolloin hammaslukumäärä on 25. Hammaspyörän valmistusmateriaalina on teräs SS EN 10083-1-2C4 ja sille ilmoitettu momentinsiirtokyky on 41,3Nm. (Liite 2/2.) (2, s. 9.)

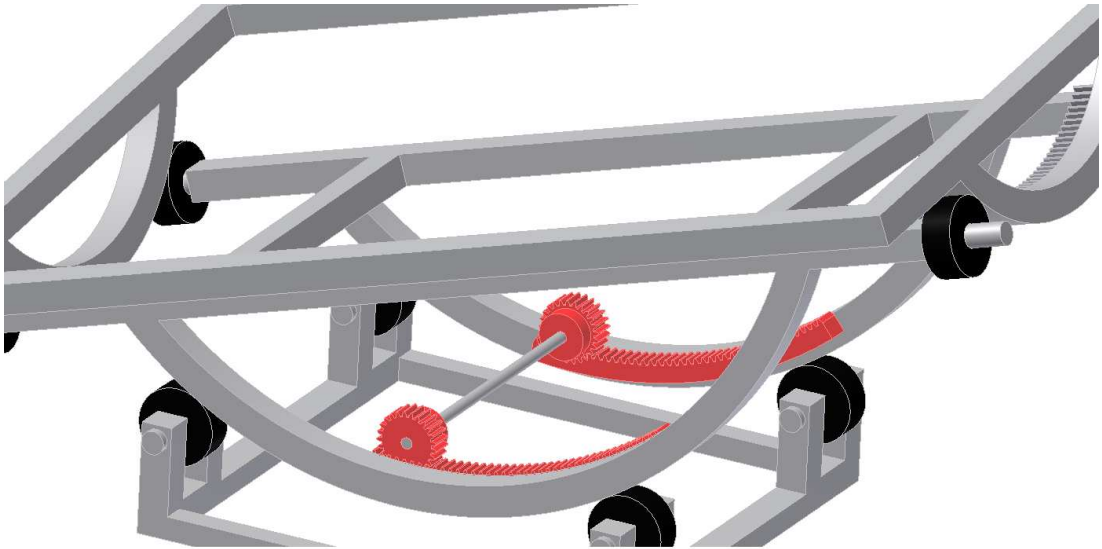
Mekanismiin tulee kaksi erilaista hammastankoa, molemmille kehdolle oma. Hammastangot ovat kuin sisäpuoleisia hammasrattaita, tosin katkaistuja sellaisia. Hammastangot sijoitetaan kehtojen kaarille siten, että ne voidaan kiinnittää kaaren kylkeen (kuva 14). Jotta hammastangon momentinsiirtokyky olisi sama kuin hammaspyörän, täytyy tankojen olla yhtä paksuja kuin käyttävä pyörä. Hammastankojen jakohalkaisijat ovat samat kuin kaarien sisähalkaisijat.





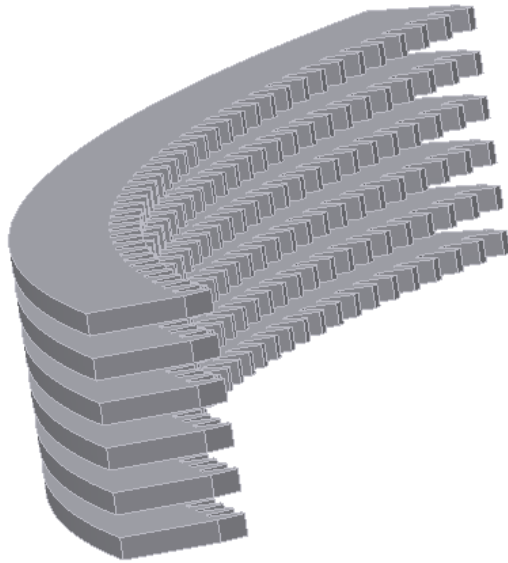
*KUVA 14. Hammastanko ja hammaspyörä kehdon kaarella*

Pitkittäiskallistuksen mahdollistavan kehdon molempiin kaariin voidaan laittaa hammastangot ja hammaspyörät. Hammaspyörien pyöriessä ja vääntäessä voima jakaantuu tasaisesti molempiin kaariin, jolloin vältetään tilanteelta, jossa kehto yrittäisi vääntyä pois paikaltaan. Kaksi hammaspyöräparia mahdollistaa suuremman vääntömomentin tai vaihtoehtoisesti hammastangon vahvuuden pienentämisen. Mekanexin vakiohammaspyöriä käytettäessä 3 moduulin hammaspyörän vahvuutta ei voida pienentää. Jos hammastangosta halutaan ohuempi, esimerkiksi 15 mm levyinen, voidaan sen parina käyttää 30 mm leveää hammaspyörää. Tällöin mitoitus täytyy tehdä kaapeamman, eli tässä tapauksessa hammastangon ominaisuuksien perusteella. Kuvassa 15 näkyy hammaspyörien ja hammastankojen sijoittuminen kehdon kaarille.



*KUVA 15. Hammastankojen ja hammaspyörien sijoittuminen kehdon kaarille*

Kaarevia hammastankoja ei löydy perushammastankojen luetteloista, joten hammastangot täytyy teettää tai valmistaa itse. Paksujen hammastankojen valmistaminen ilman oikeita työkaluja on hankalaa. Jos hammastangot valmistetaan itse, voidaan ne tehdä ohuemmista levyistä, joita pinotaan päällekkäin oikean vahvuuden aikaansaamiseksi (kuva 16).



*KUVA 16. Hammastanko voidaan valmistaa pinoamalla ohuempia levyjä päällekkäin*

Hammastankojen tulee olla riittävän pitkiä, jotta saavutettaisiin oikea kallistus. Hammastankojen pituudet voidaan laskea ympyrän kaaren pituuden laskentakaavan 1 avulla. (3, s.152.)

$$b = \frac{2\beta}{360^\circ} \cdot 2\pi r$$

KAAVA 1

$\beta$  = kulma asteina

$r$  = kaaren säde

Pitkittäiskallistuksen hammastangon pituuden laskennassa säteenä  $r$  käytetään kaaren sisähalkaisijaa 510 mm ja kulmana  $\beta$  17° joka vastaa 30 % nousukulmaa.

$$b = \frac{2 \cdot 17^\circ}{360^\circ} \cdot 2 \cdot \pi \cdot 510 \text{ mm} = 302,6 \text{ mm}$$

Pitkittäiskallistuksen hammastangon tullee siis olla vähintään 303 mm pitkä. Poikittaiskallistuksen hammastangon pituus lasketaan samalla kaavalla. Vaadittava asteluku on 3°, mutta koska suunnittelussa on käytetty 5:tä astetta käytetään sitä myös tässä. Kaaren säde  $r$  on 260 mm.

$$b = \frac{2 \cdot 5^\circ}{360^\circ} \cdot 2 \cdot \pi \cdot 260 \text{ mm} = 45,4 \text{ mm}$$

Valittua hammaspyörää käytettäessä hammastankojen valmistamiseen vaadittavat tiedot ovat moduuli 3, tangon paksuus 30 mm, pitkittäiskallistuksen tangon pituus yli 304 mm, jakohalkaisija 510 mm. Poikittaiskallistuksen hammastangon pituus 45 mm ja jakohalkaisija 260 mm.

### 3.2.2 Moottorit ja vaihteet

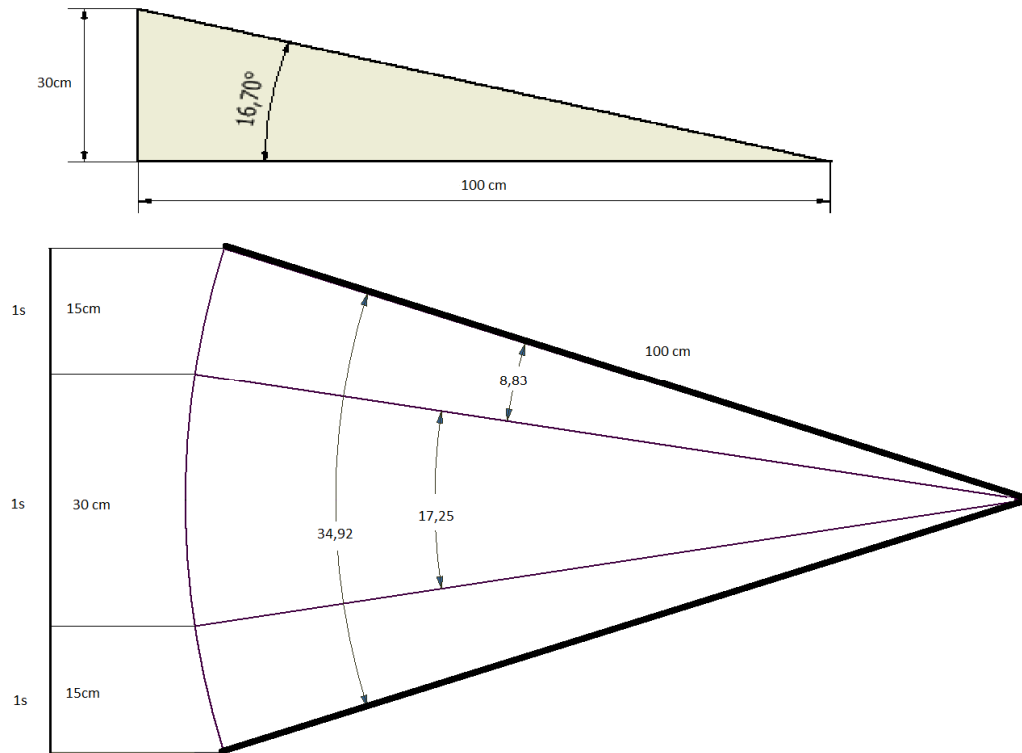
Moottoreiksi valitaan kolmivaihe oikosulkumoottorit. Oikosulkumoottorit ovat yleisimpiä moottoreita teollisuudessa. Moottoreiden suosiota puoltaa niiden yksinkertaisuus, tehokkuus ja edullisuus.

Alennusvaihteeksi valitaan tappivaihte, jonka etuja on pitkäikäisyys, vähäinen huollon tarve, hiljaisuus ja hyvä vääntömomentti. Tappivaihteen valintaa puoltaa sen kyky joustaa taaksepäin liian suuren kuorman vaikutuksesta. Vaihteen taaksepäin joustolla voidaan vähentää liiallisesta kuormituksesta aiheutuvia vaaratilanteita ja laitteiden rikkoontumisia.

Moottoreiden ja vaihteiden mitoituksessa tarvittavia suureita ovat pyörimisnopeus ja vääntömomentti. Vääntömomentin maksimi arvo on hammasrattaan maksimi momentinsiirto 41,3 Nm. Tämä arvo pätee, kun käytetään yhtä hammaspyöräparia tai vaihtoehtoisesti kahta paria, jolloin hammastankojen vahvuus on 15 mm.

Lähtötiedoissa on määritelty mäen kalliskulmaksi 30 %. Ylä- ja alamäet yhteenlaskettuna se tarkoittaa 60 % kallistuskulmaa ääriasennosta

ääriasentoon. Tähän kallistumiseen saa kulua aikaa 3 s ja siihen sisältyy kiihdytys, huippunopeus sekä pysähtyminen. Metrin matkalla tämä tarkoittaisi 60 cm pystysuuntaista liikettä. 60 cm on helppo jakaa kiihdytys, nopeus ja hidastus sektioihin (kuva 17).



*KUVA 17. Kallistuminen vaaka-asennosta 30 % kallistuskulmaan. Alemmassa kuvassa kallistumisen kulmat ja kestot ääriasennosta ääriasentoon*

Kuvasta 17 näkee, miten pitkäikäiskallistuminen tapahtuu ajallisesti ja minkälaisessa kulmassa. Asteet muutetaan radiaaneiksi kaavan 2 avulla. (4, s. 5.)

$$k^{\circ} = \frac{k}{360} \cdot 2\pi \text{ rad}$$

KAAVA 2

$k$  = kulma asteina

Pitkittäiskallistuksen kulma  $k_{pi}^{\circ} = \frac{17,25^{\circ}}{360^{\circ}} \cdot 2\pi rad = 0,301 rad$

Lasketun kulman kallistumiseen kuluu aikaa 1s, joten siitä saadaan kulmanopeus  $\omega = 0,301 \text{ rad/s}$ , joka on myös maksimi kulmanopeus. Kallistuksen kiihtyminen maksiminopeuteen tapahtuu 1 sekunnin aikana, joten kulmakiihtyvyys  $a$  on  $0,301 \text{ rad/s}^2$

Kulmanopeudesta  $\omega$  saadaan pyörimisnopeus  $n_{pi}$  kaavalla 3. (5, s. 92.)

$$n_{pi} = \frac{\omega}{2\pi} \quad \text{KAAVA 3}$$

$\omega$  = kulmanopeus [rad/s]

Pitkittäiskallistuksen pyörimisnopeus on  $n_{pi} = \frac{0,301 rad/s}{2\pi} = 0,0479 \text{ 1/s}$ .

0,0479 1/s vastaa 2,87kierrosta minuutissa. Hammastanko ja hammaspyörä muodostavat hammaspyöräparin, jolloin ne pyörivät samalla kehänopeudella. Kehänopeus  $v$  voidaan laskea kaavalla 4. (1, s. 251.)

$$v = 2 \cdot \pi \cdot r \cdot n \quad \text{KAAVA 4}$$

$r$  = säde [m]

$n$  = pyörimisnopeus [1/s]

Kehänopeuden avulla voidaan laskea hammaspyörän pyörimisnopeus. Laskelmissa käytetään kehän sisäpinnan sädettä, joka on sama kuin hammastangon jakohalkaisijan säde eli 510 mm. Pyörimisnopeus  $n$  on edellä laskettu 0,06281/ s.

$$v_1 = v_2 = 2 \cdot \pi \cdot 0,51m \cdot 0,0479r/s = 0,153m/s$$

Hammasrattaan pyörimisnopeus lasketaan kehänopeuden kaavaa 4 soveltaen.

$$n_1 = \frac{0,153m/s}{2 \cdot \pi \cdot 0,0375m} = 0,649 \text{ 1/s} \rightarrow 38,96 \text{ rpm} \rightarrow 39 \text{ rpm}$$

Pyörimisnopeuksien avulla lasketaan hammaspyörän ja kehdon kaaren välinen välitys suhde  $i_h$  kaavalla 5. (1, s. 249.)

$$i_h = \frac{n_i}{n_2} \rightarrow i = \frac{39,0rpm}{2,87rpm} = 13,58 \rightarrow 13,6 \quad \text{KAAVA 5}$$

$n_i$  = hammaspyörän pyörimisnopeus [1/s]

$n_2$  = kehdon pyörimisnopeus [1/s]

Sähkömoottorin nimellipyörimisnopeus 50 Hz:n taajuudella on 1 500 rpm. Moottorin ja hammasrattaan pyörimisnopeuden avulla voidaan laskea alennusvaihteen välityssuhde kaavalla 5.

$$i = \frac{n_m}{n_1} \rightarrow \frac{1500rpm}{39rpm} = 38,46$$

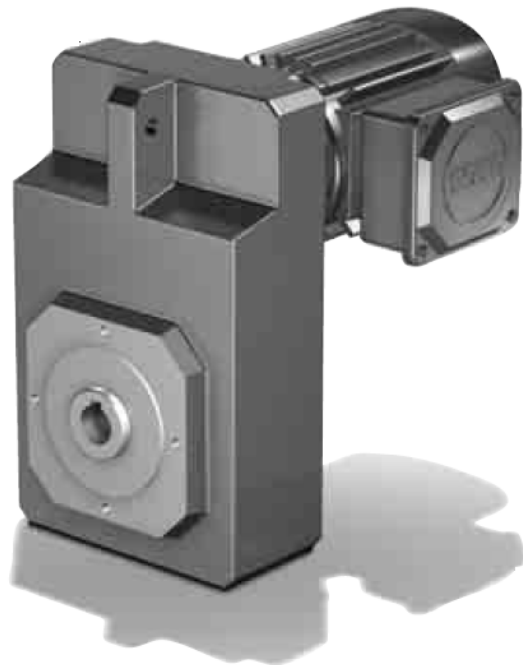
Laskelmissa oletuksena on, että käytettäviä hammaspyöriä on vain yksi. Valitun hammaspyörän maksimi momentti on 41,3 Nm ja samalla myös vaihteen toisioakselilta otettava vääntömomentti  $T_m$ . Välityssuhteen ja vääntömomentin avulla voidaan laskea moottorilta vaadittava teho  $P$  kaavalla 6. (6, s. 12.2.)

$$P = T_m \cdot 2 \cdot \pi \cdot n \quad \text{KAAVA 6}$$

Moottorilta vaadittava vääntömomentti  $T_m = \frac{41,3Nm}{38,46} = 1,07Nm$

Moottorin teho  $P = 1,07Nm \cdot 2 \cdot \pi \cdot 25r/s = 168,07W$

Laskujen perusteella mekaniikalle sopisi EIE Maskin:n tuotevalikoimasta Stöberin valmistama tappivaihde-oikosulkumoottoriyhdistelmä F102\_0350 D63M4.(LIITE 3) (7, s. 11.)



*KUVA 18. Stöberin tappivaihde ja sähkömoottori (7, s.1)*

Moottorin nimellisteho 50 Hz:llä on 0,18 kW ja 87 Hz:lla 0,31 kW. Vaihteen toisioakselin pyörimisnopeus 50 Hz:llä on 39 rpm ja 87 Hz:llä 61 rpm. Vääntömomentti on molemmilla taajuuksilla sama, 43 Nm. Moottoria voidaan ohjata taajuusmuuntajalla, jolloin taajuutta muuntamalla voidaan säätää toisioakselin pyörimisnopeutta muuttamatta vääntömomenttia.



Samaa moottori-vaihdeyhdistelmää voidaan käyttää myös poikittaiskallistukseen. Moottori-vaihdeyhdistelmät mahtuvat rungon sisäpuolelle, eivätkä ahdistaa missään kallistusasennossa.

### **3.3 Kulmakiihtyvyyden vaatima vääntömomentti ja laitteiden sopivuus**

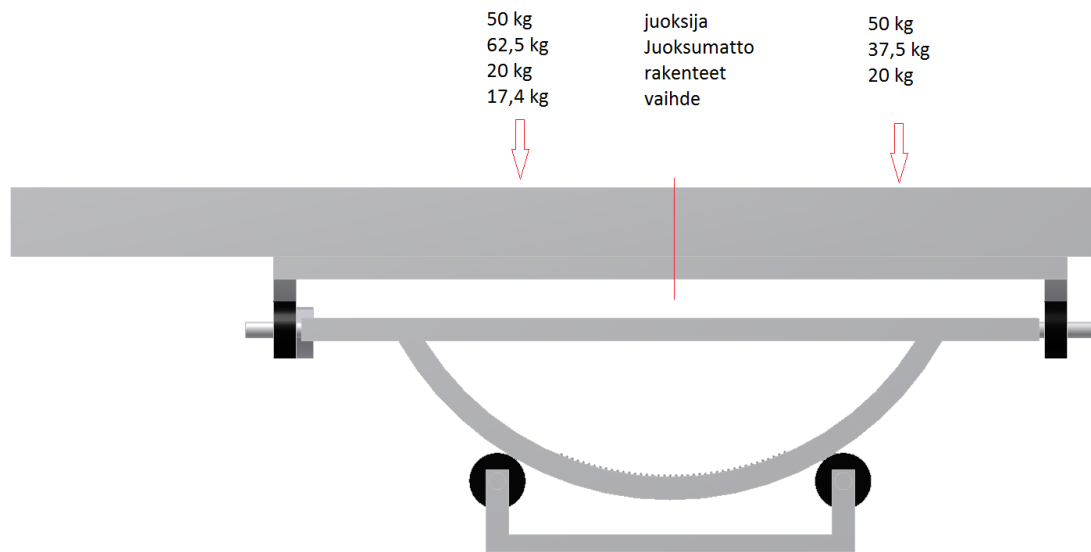
Moottorin mitoituksessa vääntömomentin valinnan osalta perusteena käytettiin valitun hammaspyörän momentin siirtokykyä. Hammaspyörän momentin siirtokyky ei kuitenkaan kerro, kuinka paljon vääntömomenttia tarvitaan kallistelun aikaan saamiseksi. Kallistelun vaatima vääntömomentti voidaan laskea hitausmomentin  $J$  avulla. Hitausmomentin laskemiseksi täytyy selvittää liikuteltava massa ja sen jakautuminen.

#### **3.3.1 Painon jakaantuminen**

Juoksumaton painoksi on arvioitu n. 100 kg ja pituudeksi 2 metriä. Juoksumaton matto-osan pituudeksi oletetaan 1,5 metriä ja kallistelun keskipiste sijaitsee tämän maton keskellä, eli 0,75 metrin päässä maton laidasta. Tällöin maton paino jakaantuu epätasaisesti keskipisteen molemmille puolille. Maton metripaino on 50 kg, joten toiselle puolelle keskipistettä painoa tulee 62,5 kg ja toiselle puolelle 37,5 kg.

Mekaniikan liikuteltaviin rakenteisiin menee arviolta noin 12 metriä neliöputkea, jonka metripaino on n.3,3 kg/m. Rakenteet painavat siis noin 40 kg ja niiden paino jakaantuu tasaisesti keskipisteen molemmille puolille.

Toinen tappivaihe-moottoriyhdistelmistä on liikkuvissa rakenteissa kiinni, joten senkin paino täytyy huomioida. Tappivaihe-moottoriyhdistelmä painaa 17,4 kg. Rakenteiden lisäksi maton päällä painona on käyttäjä, jonka maksimi painoksi on arvioitu 100 kg. Käyttäjän painon oletetaan jakautuvan tasaisesti keskipisteen molemmille puolille. Kuvassa 19 on esitetty painon jakaantuminen keskikohdan molemmille puolille.



Kuva 19. Painon jakautuminen keskipisteen molemmille puolille

### 3.3.2 Hitausmomentin laskeminen

Vasemman puolen kokonaispaino  $m_1$  on 149,9 kg ja toisen puolen paino  $m_2$  on 107,5 kg. Tässä tapauksessa voidaan soveltaa hitausmomentin kaavaa ohuelle sauvalle (kaava 7). (5, s. 94.)

$$J = \frac{1}{3}ml^2$$

KAAVA 7

$m$  = massa [ kg ]

$l$  = pituus [ m ]

Kokonaishitausmomentti saadaan laskemalla yhteen molempien puolien hitausmomentit. Vasemmanpuolen massana käytetään 149,9 kg, pituutena 1,25 m, Oikean puolen massana käytetään 107,5 kg ja pituutena 0,75 m

$$J = \frac{1}{3} \cdot 149,9 \text{ kg} \cdot 1,25 \text{ m}^2 + \frac{1}{3} \cdot 107,5 \text{ kg} \cdot 0,75 \text{ m}^2 = 98,2 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

Hitausmomentin ja aikaisemmin määritellyn kulmakiihtyvyyden  $a$  avulla voidaan laskea momentti kaavalla 8. (5, s. 93.)

$$M = J \cdot a$$

KAAVA 8

Kulmakiihtyvyydeksi määriteltiin  $0,301 \text{ rad/s}^2$ .

$$M = 98,2 \text{ kgm}^2 \cdot 0,301 \text{ rad/s}^2 = 29,55 \text{ Nm}$$

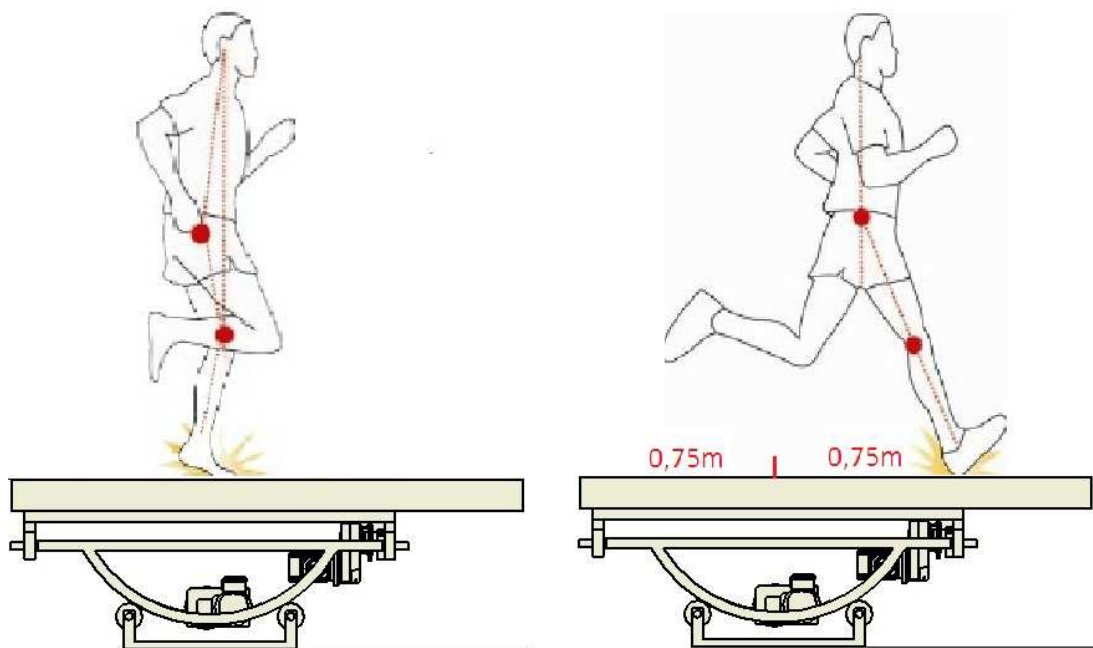
Pitkittäiskallistukseen vaadittava vääntömomentti on siis  $29,55 \text{ Nm}$ . Hammaspyörältä vaadittava vääntömomentti  $M_h$  saadaan kehdon ja hammaspyörän välisellä välityssuhteella  $i_k = 13,6$  avulla kaavalla 5.

$$M_h = \frac{29,55 \text{ Nm}}{13,6} = 2,17 \text{ Nm}$$

$2,17 \text{ Nm}$  on siis hammaspyörältä vaadittava vääntömomentti kallistuksen aikaansaamiseksi. Vaadittava vääntömomentti on huomattavasti pienempi kuin hammaspyörältä saatava momentti, joten toimilaitteet kykenevät toteuttamaan kallistuksen.

### 3.3.3 Mahdollinen kuormitustilanne

Hitausmomentin avulla tarvittavaa vääntömomenttia laskettaessa oletuksena on juoksijan sijoittuminen keskipisteen päälle. Todellisuudessa juoksijan askeltaessa hänen painonsa sijoittuu keskipisteen etu- tai takapuolelle (kuva 20). Juoksija voi myös huonon juoksuasennon, nopeuden yms. takia astua maton äärilaitoihin. Näissä tapauksissa toimilaitteita kuormittava vääntömomentti on huomattavasti suurempi kuin hitausmomentti.



*Kuva 20. Juoksijan sijoittuminen juoksumaton keskelle ja matto-osan päähän. Juoksija voi astua koko painollansa kauas keskipisteestä, jolloin komponentteihin kohdistuva vääntömomentti on suuri*

Laskemalla käyttäjän aiheuttaman vääntömomentin käyttäjän ollessa matto-osan päässä saadaan kuva siitä, minkälaisia momentteja toimilaitteiden tulisi mahdollisesti kestää mahdollisessa ääritilanteessa. Käyttäjän aiheuttama vääntömomentti voidaan laskea kaavalla 9.

$$M = F \cdot r$$

KAAVA 9

$$F = \text{Voima [ N ]}$$

$$r = \text{säde [ m ]}$$

Kaavassa käyttäjän paino aiheuttaa voiman  $F$ , joka on noin 1000 N ja säde  $r$  on 0,75 m.

$$M = 1000\text{N} \cdot 0,75\text{m} = 750\text{Nm}$$

Kehdon kehän ja hammaspyörän välisen välityssuhteen  $i_k$  avulla voidaan laskea hammaspyörälle kohdistuva vääntömomentti kaavalla 5.

$$M_h = \frac{750Nm}{13,6} = 55,14Nm$$

Laskettu vääntömomentti on arvio siitä minkälainen, rasitus kohdistuu hammaspyörään, kun käyttäjänä on 100 kg painava juoksija sijoittuneena matto-osan päähän.

55,14 Nm on enemmän kuin hammaspyörän momentinsiirtokyky tai tappi-vaihteen toisioakselilta tuleva vääntömomentti. Toisioakselin vääntömomentilla käyttäjän maksimipaino matto-osan päässä olisi n. 80 kg.

## 4 TULOKSET

Suunnittelun tuloksena saatiin mekaniikka, joka mahdollistaa kallistelun eteen ja taakse (kuva 21). Mekaniikka suunniteltiin valmistettavaksi 40 mm neliöputkesta. Liikkuvien mekaniikan osien paino on n. 40 kg ja rakenteen kokonaispaino n. 50 kg.

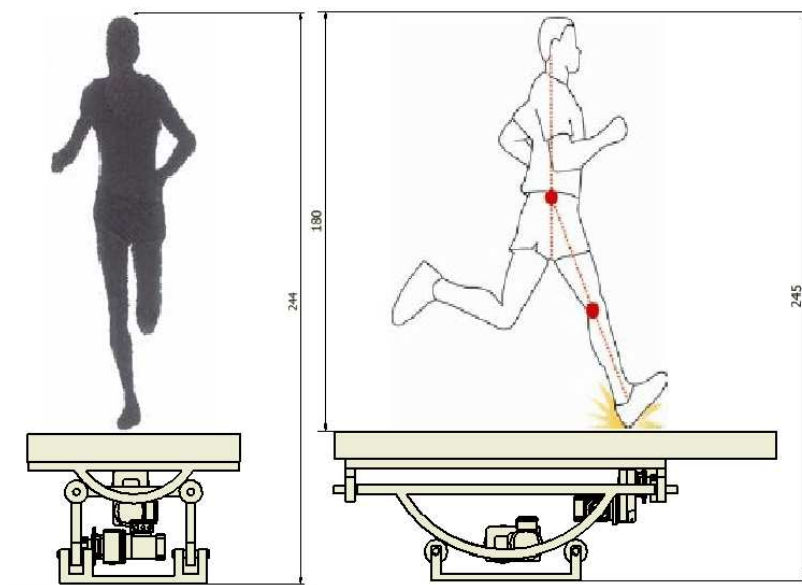


*KUVA 21. Suunnittelun lopputulos, kuvassa toimilaitteet on sijoitettu mekaniikkaan*

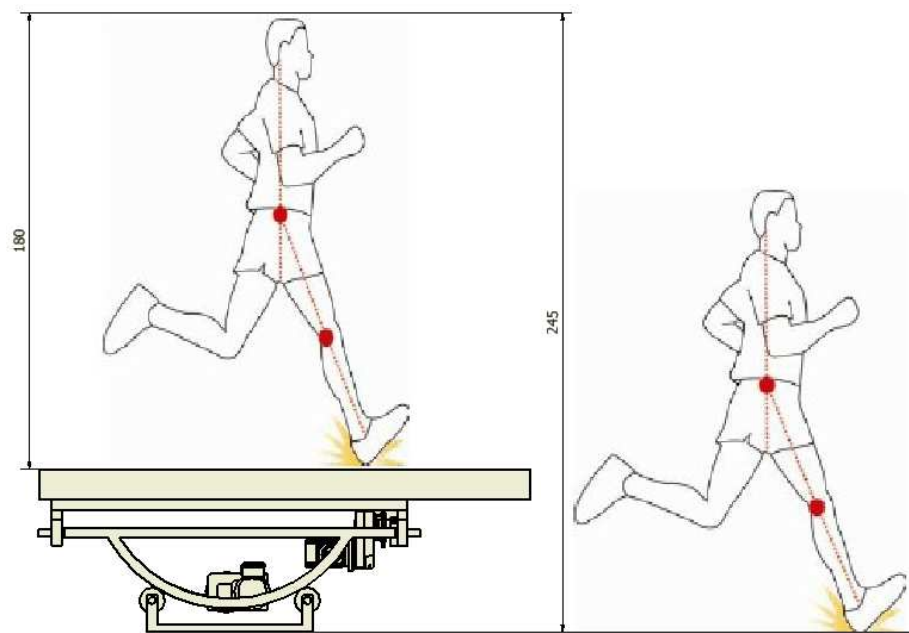
Toimilaitteiksi valittiin hammastangot, hammaspyörät, tappivaihde sekä sähkömoottori. Suunnittelussa valittujen komponenttien todettiin olevan riittäviä kallistelun aikaansaamiseen, mutta mahdollisissa äärikuormitustiloissa niiden ominaisuudet jäävät hiukan vajaaksi. Jos on tarvetta, suurempi vääntömomentti ja hammaspyörien kestävyys saadaan valitsemalla isompi moottori

ja kahdet hammaspyöräparit, joiden paksuus on sama kuin hammaspyörällä eli 30 mm.

Kuvissa 22 ja 23 on pyritty havainnoimaan, minkä kokoinen suunniteltu mekaniikka on. Kuva juoksijasta ei ole sopusuhtainen verrattaessa oikeaan ihmiseen, mutta antaa jonkinlaisen käsityksen siitä, miltä 180 cm pitkä juoksija voisi näyttää käyttäessään simulaattoria.



*KUVA 22. Hahmotelma, miltä 180cm pitkä juoksija näyttää juoksumaton päällä*



*KUVA 23. Kuvasta saa käsityksen, kuinka korkealla juoksumatolla juokseva juoksija on maassa juoksevaan juoksijaan verrattuna*



## 5 POHDINTA

Työssä suunniteltiin mekaniikka juoksusimulaattorille. Mekaniikan täytyi mahdollistaa maaston muotoja ja mäkisyyttä sekä kaarroksia simuloiva kallistelu. Kallistelun lisäksi työssä täytyi määritellä tarvittavat voimansiirtokomponentit.

Työ aloitettiin miettimällä simulaattorilta vaadittavia ominaisuuksia, joihin mekaniikalla pystyttiin vaikuttamaan. Vaadittavista ominaisuuksista muodostui vaatimuslista, joka muutettiin teknisiksi vaatimuksiksi. Vaatimusten perusteella hahmoteltiin aluksi karkeasti mahdollinen mekaniikka. Karkean suunnittelun jälkeen suunnittelua tarkennettiin. Mekaniikka suunnittelun lisäksi määriteltiin voimansiirtokomponentit siten, että ne vastasivat vaatimuksiin.

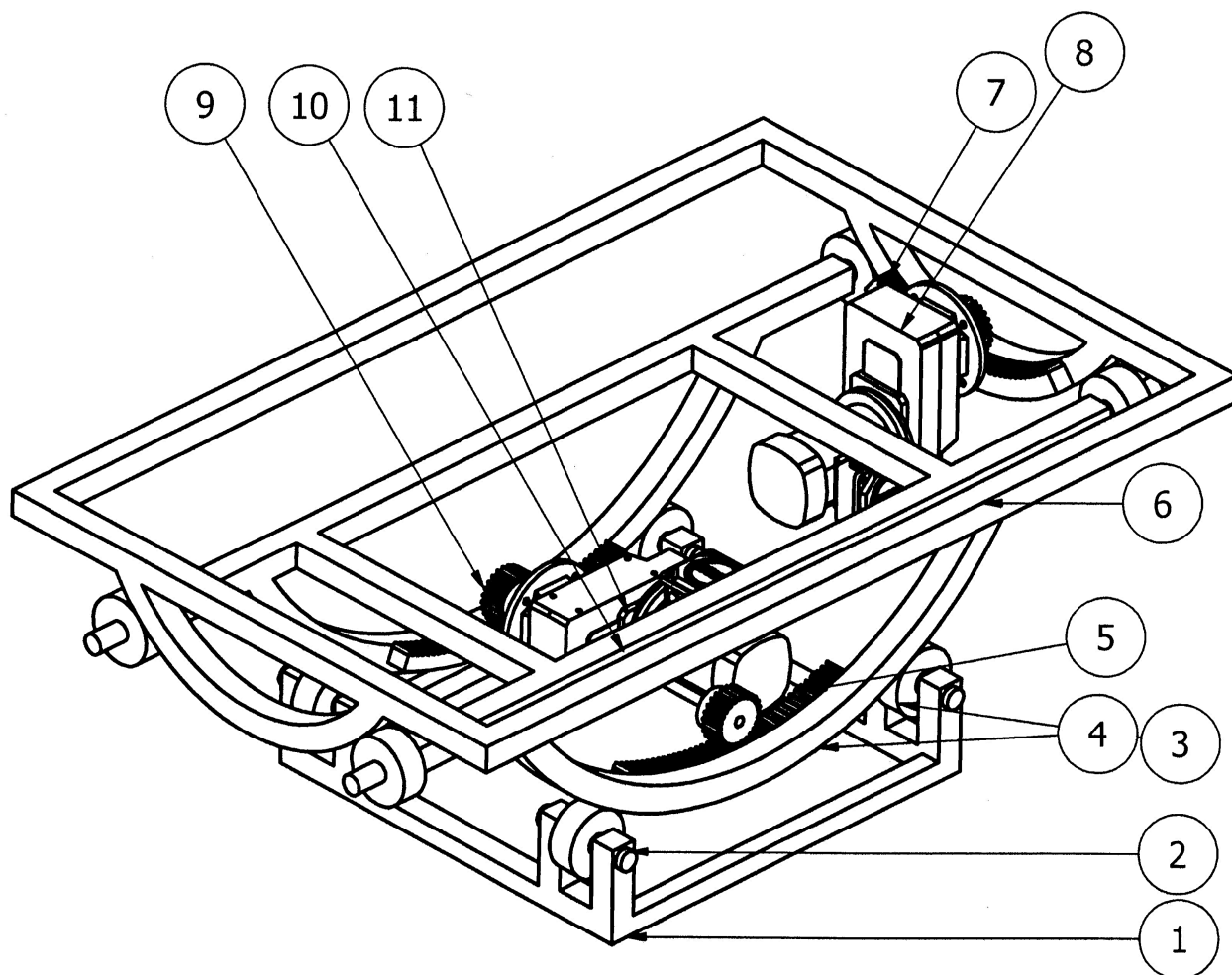
Suunnittelu oli alussa jokseenkin hankalaa, koska en täysin hahmottanut, mitä työn tuloksena pitäisi syntyä. Työn edetessä vaadittava tulos kuitenkin selkiintyi. Suunniteltaessa mekaniikka olisi ollut hienoa tehdä prototyyppejä esimerkiksi puusta, mikä olisi selkeyttänyt ja havainnollistanut suunnitelmia. Tällaisia suunnittelutöitä olisi mielestäni huomattavasti helpompi tehdä ryhmissä, jolloin ratkaisuideoita tulisi paljon enemmän ja suunnittelijat saisivat omille ideoilleen tukea muilta.

Verrattaessa alussa laadittua lähtötietomuistiota (liite 4) voidaan todeta, että työssä on saavutettu vaadittavat tulokset. Työn tulos vastaa myös moniin vaatimuslistan kohtiin, mutta näin karkealla suunnittelulla ei voida esimerkiksi vaikuttaa mekaniikassa käytettäviin komponentteihin tai valmistusmateriaaleihin.

Laadittujen suunnitelmien, piirustusten ja voimansiirtoelimien määrittelyn perusteella projektia voidaan jatkaa tarkemmalla suunnittelulla, jossa voidaan valita yksittäiset komponentit, kuten laakerit, rullat, maton kiinnitykset, mekaniikan lopullinen koko yms.

## LÄHTEET

1. Blom, Seppo – Lahtinen, Pekka – Nuutio, Erkki – Pekkola, Kari – Pyy, Seppo- Rautiainen, Hannu – Sampo, Arto – Seppänen, Pekka - Suosara, Eero 2006. Koneenelimet ja mekanismit. 5. - 6. painos. Helsinki: Edita prima Oy.
2. Mekanex Maskin AB. Saatavissa: <http://www.mekanex.se/fi/>. Linkit: Tuoteryhmät →Voimansiirto & muut komponentit →Hammaspyörät ja hammastangot →lieriöhammaspyörät ja hammastangot →lieriöhammaspyörät ja hammastangot.suomi. Hakupäivä 26.4.2011.
3. Laitinen, Esko – Mäkelä, Mikko – Soininen, Lauri – Tuomola, Seppo 1979. Kaavasto. 19. painos. Tampere: Tammertekniikka.
4. Suutari, Mika. 2004. Trigonometria. Turun AMK. Saatavissa: <http://kehittaminen.turkuamk.fi/msuutari/Opintojaksot/TrigonometriaS07/Teoria materiaali.pdf>. Hakupäivä 2.9.2011.
5. Mäkelä, Mikko – Soininen, Lauri – Tuomola, Seppo – Öistämö, Juhani 2005. Tekniikan kaavasto. 5. uudistettu painos. Tampere: Amk-Kustannus Oy Tammertekniikka
6. Korhonen, Eero 2007. Mekaniikkasuunnittelu. Oulun seudun ammattikorkeakoulu, tekniikan yksikkö.
7. Shaft mounted helical geared motor F. Stöber Antriebstechnik. EIE Maskin Oy. Saatavissa: <http://www.eie.fi/>. Linkit: Voimansiirtotuotteet→Vaihteet→Tappivaihteet→F-vaihte 3v-moottorilla.pdf. Hakupäivä 26.4.2011.
8. Tunturi® T50. Tunturi 2009. Saatavissa: <http://www-tunturi.com/>. Linkit: treadmills→T50→Technical specifications. Hakupäivä 3.10.2011.
9. RUNNER. Kettler 2011. Saatavissa: [de.kettler.net](http://de.kettler.net). Linkit: Sport→Cardio-fitness→Laufbänder→Runner→Technische daten. Hakupäivä 3.10.2011.



11	1	F102D63M4	Vaihteessa akselille reikä
10	1	hammastankoakseli	
9	2	hammasratasMod3Lev30 mm	
8	1	F102D63M4	Vaihteessa akseli
7	1	hammastanko2	
6	1	kehtoY1.0	
5	2	hammastanko	
4	1	kehto1.0	
3	8	rulla1.0	
2	4	tanko1.0	
1	1	runko1.0	

Designed by Tomi Laava	Checked by	Approved by	Date	Date 21.9.2011	
---------------------------	------------	-------------	------	-------------------	--

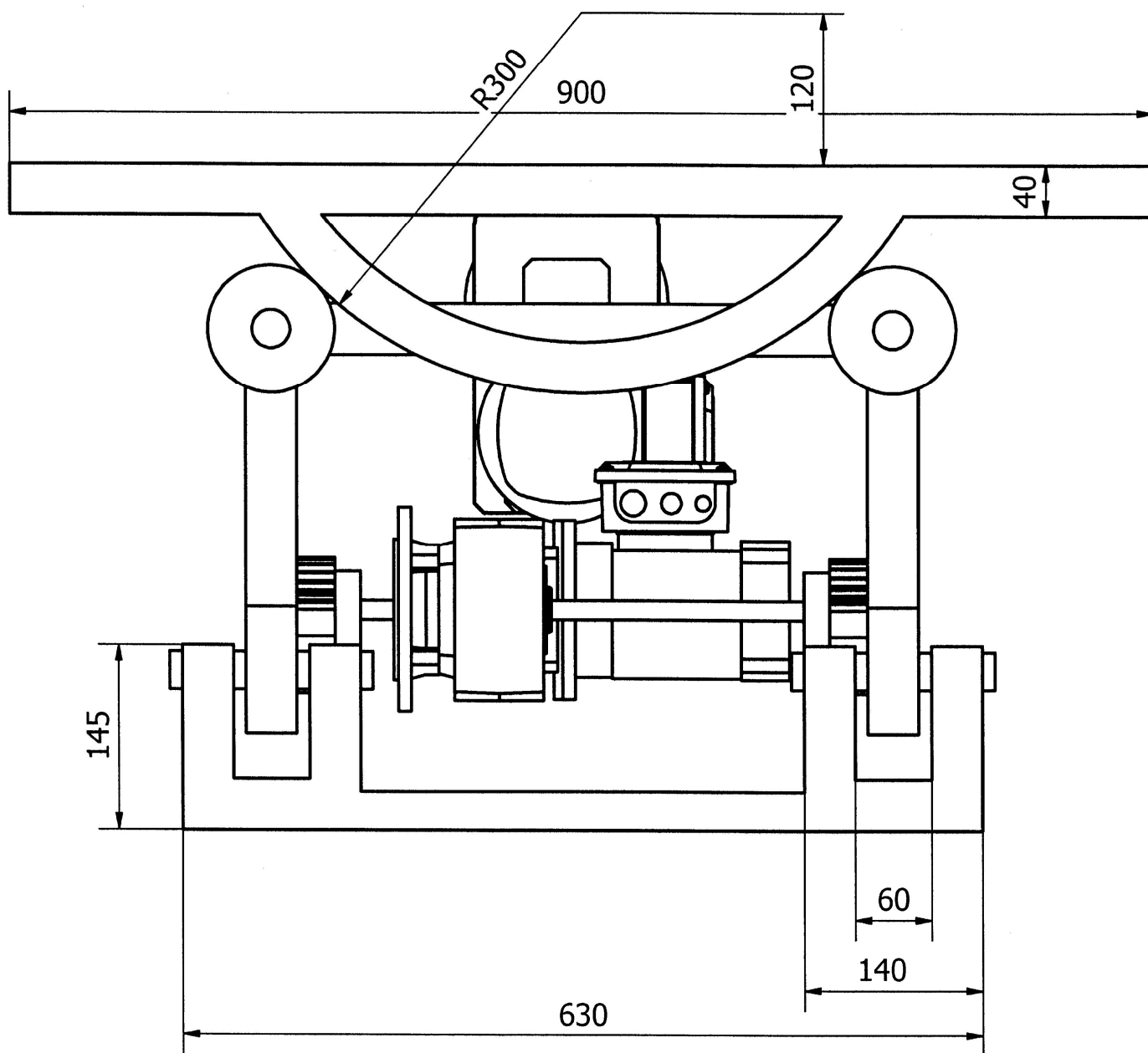
OAMK  
Tekniikan yksikkö

Juoksusimulaattorin mekaniikka

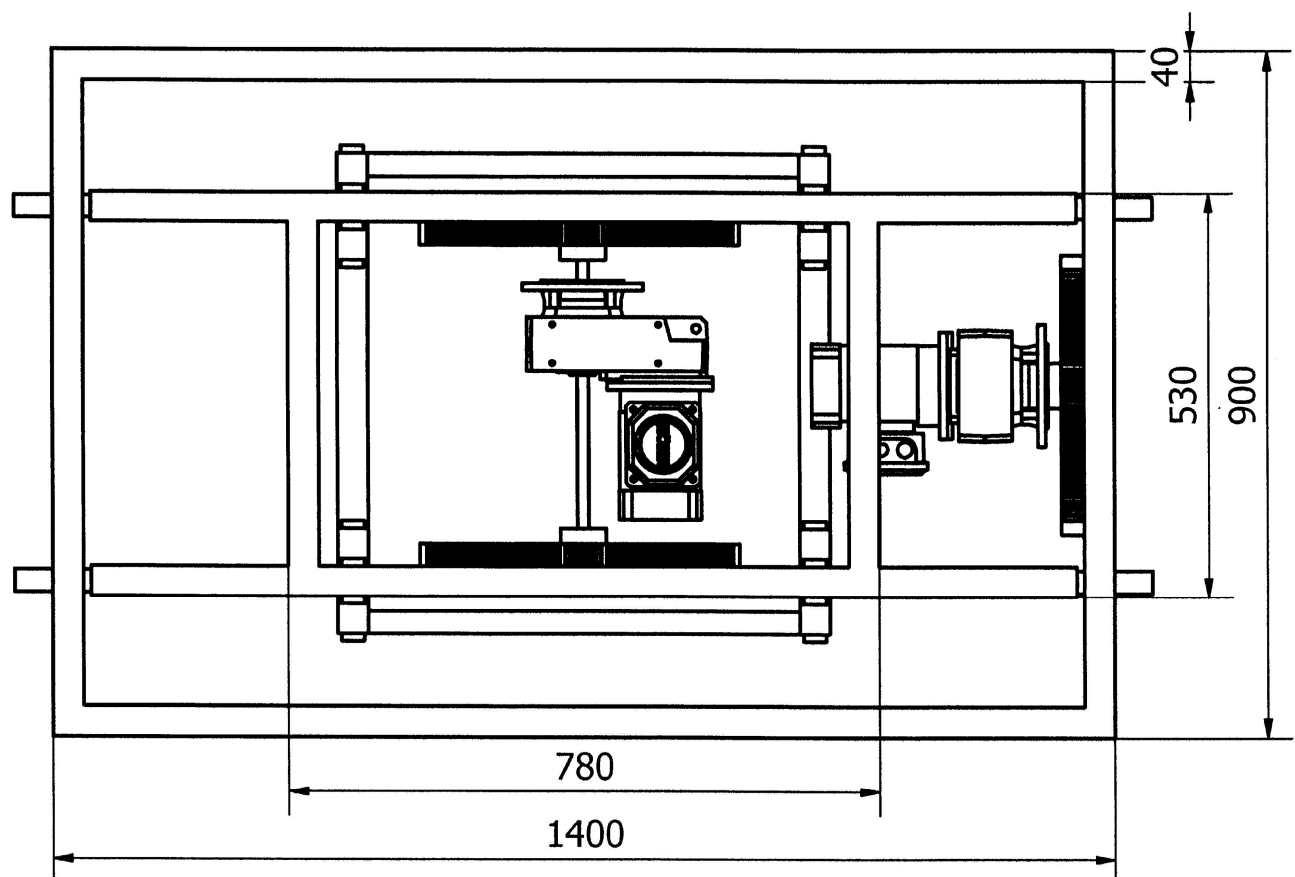
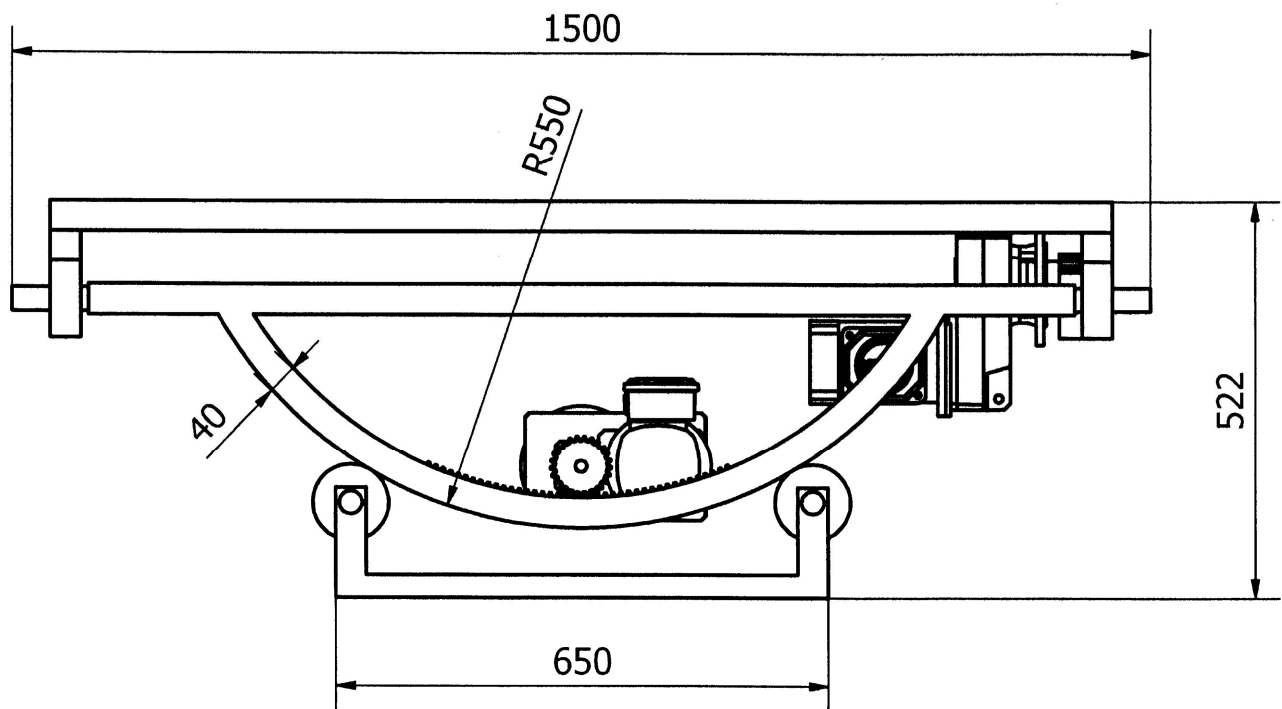
Mekaniikka2011\_1

Edition  
1

Sheet  
1 / 1



Designed by Tomi Laava	Checked by	Approved by	Date	Date 21.9.2011	
OAMK Tekniikan yksikkö			Mekaniikka edestä		
			Mekaniikka2011_2	Edition	Sheet 1 / 1



Designed by Tomi Laava	Checked by	Approved by	Date	Date 21.9.2011	
OAMK Tekniikan yksikkö			Mekaniikka sivusta ja päältä		
			Mekaniikka2011_3	Edition	Sheet 1 / 1

# **LIERIÖHAMMASPYÖRÄT JA HAMMASTANGOT**

## **Teknisiä tietoja**

### **LIERIÖHAMMASPYÖRÄT**

Lieriöhammaspyörää käytetään vääntömomentin siirtämiseksi samansuuntaisten akselien välillä. Samalla voidaan myös muuttaa nopeutta ja pyörimissuuntaa.

Euroopassa on hammastuksessa yleisesti käytössä ns. modulijärjestelmä.

$$\text{Moduli } m = \frac{t}{\pi}$$

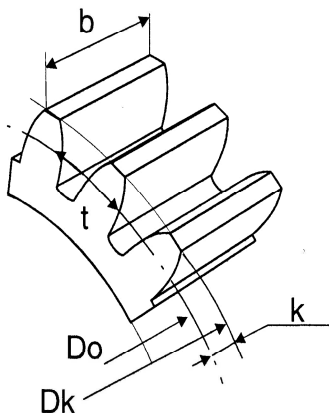
#### **Lyhenteet**

a	=	akseliväli
b	=	hampaan leveys
Do	=	jakohalkaisija
Dk	=	kärki-/ulkohalkaisija
i	=	välityssuhde
k	=	hampaan kärjen korkeus = m mm
m	=	moduli
n	=	pyörimisnopeus
t	=	hammasjako, mm
z	=	hammasluku

$$\begin{aligned} \text{jakohalkaisija} \quad Do &= m \cdot z \\ \text{kärkihalkaisija} \quad Dk &= Do + 2 \cdot m \end{aligned}$$

$$\text{akseliväli} \quad a = \frac{Do1 + Do2}{2} = m \cdot \frac{z1 + z2}{2}$$

$$\text{välityssuhde} \quad i = \frac{z2}{z1} = \frac{Do1}{Do2} = \frac{n1}{n2}$$



### **SIIRRETTÄVÄ MOMENTTI**

Hammaspyörän momentinsiirtokyky johtuu monista tekijöistä. Hammastuksen koon eli modulin lisäksi myös hampaan leveys, materiaali ja lämpökäsittely vaikuttavat hampaan lujuuteen ja kulutuskestävyyteen. Asennustarkkuus ja voitelu ovat tärkeitä.

Taulukoissa annetut vääntömomentit koskevat teräspyörä (SS EN 10083-1-2C45). Varmuuskertoimen tyvirasituksen suhteen on 1,4 ja pintapaineen suhteen 1,0.

Käyttöä mitoittaessa käytetään aina pienemmän hammaspyörän vääntömomenttiarvoa.

Laskennassa on huomioitava yleiset käyttö- ja

varmuuskertoimet.

### **HAMMASTUKSEN LAATU**

Vakiopyörät valmistetaan evolventtihammastuksella, ryntökulma 20°. Hammastuksen laatu DIN 3962/3963/3967 mukaan on teräspyörille 8 ja jyrsimällä hammastetuille muovipyörille 9.

### **KONEISTAMINEN**

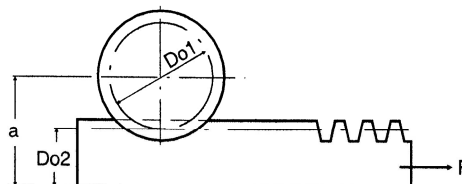
Akselinreikä on samankeskeinen ulkohalkaisijan kanssa. Koneistettaessa tulee hammaspyörä kiinnittää ulkokehältä eikä navan päältä, joka ei välttämättä ole tarkalleen samankeskeinen akselinreiän kanssa.

### **HAMMASPYÖRÄT ASIAKKAAN MITOIN**

Toimitamme hammaspyörä myös asiakkaan piirustusten mukaan koneistettuina. Näitä voidaan tehdä joko vakiopyörä jatkokoneistamalla tai alusta alkaen erikoistyyntöä. Hammaspyörien koko ja määrä vaikuttavat siihen, kumpi vaihtoehtoista on edullisempi. Myyntipalvelumme laskee mielellään tarjouksen myös erikoispyörästä.

### **HAMMASTANGOT**

Hammastankoa voidaan kuvata osaksi hammaspyörää, jossa on ääretön määrä hampaita. Hammastankokäyttö mitoitetaan tankoa vastaan tulevan hammaspyörän lujuuden mukaan. Näin siksi, että hammaspyörän hammaskehä on pienempi ja siten sillä on myös heikompi hammas kuin tangolla. Muuten hammastankokäytön mitoitus tapahtuu samoin kuin hammaspyörällä.



Tarvittava vääntömomentti lasketaan seuraavasti

$$M_v = \frac{Do \cdot F}{2000}$$

$$a = Do2 + \frac{Do1}{2}$$

$$M_v = \text{vääntömomentti (Nm)}$$

$$Do = \text{jakohalkaisija (mm)}$$

$$F = \text{lineaarinen voima (N)}$$

$$a = \text{akselietäisyys toleranssi } \begin{matrix} +0,05 \\ 0 \end{matrix}$$

(2, s. 9.)

# **LIERIÖHAMMASPYÖRÄT**

## **Moduli 3**

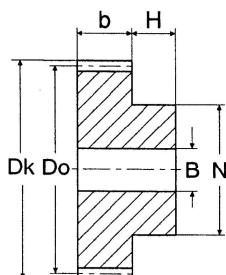
### **Materiaalit**

S = Teräs SS EN 10083-1-2C45

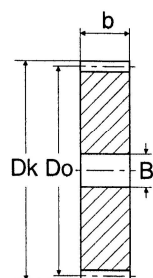
N = Polyasetaali tai polyamidi

G = Valurauta SS 0120

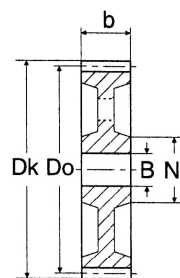
R = Ruostumaton teräs



Rak. N



Rak. L

Rak. X  
(valur.)

### **MODULI 3,0**

Hampaan lev. b = 30 mm											Hampaan lev. b = 24 mm*				
z	Koko	Dk	Do	B	H7	Mater.	Rak	H	N	Nm	Mater.	Rak	H	N	Nm
12	30012	42	36	15		S,N	N	20	25	8,1	S	N	19	25	6,5
13	30013	45	39	15		S	N	20	30	9,8					
14	30014	48	42	15		S	N	20	30	11,5	S	N	19	30	9,2
15	30015	51	45	15		S,N	N	20	35	14,7	S	N	19	35	11,8
15	30015	51	45	15							R	N	16	35	11,8
16	30016	54	48	15		S	N	20	35	17	S	N	19	35	13,6
17	30017	57	51	15		S	N	20	40	19,2					
18	30018	60	54	15		S	N	20	45	21,5	S	N	19	45	17,2
19	30019	63	57	15		S	N	20	45	24,1					
20	30020	66	60	15		S	N	20	45	26,7	S	N	19	45	21,4
20	30020	66	60	15							R	N	16	50	21,4
21	30021	69	63	15		S	N	20	50	29,6	S	N	19	50	23,7
22	30022	72	66	15		S	N	20	50	32,5					
23	30023	75	69	15		S,N	N	20	55	35,5					
24	30024	78	72	15		S,N	N	20	55	38,4	S	N	19	55	30,7
25	30025	81	75	15		S,N	N	20	60	41,3	S	N	19	60	33
25	30025	81	75	15							R	N	19	65	33
26	30026	84	78	15		S	N	20	65	44,8					
27	30027	87	81	15		S	N	20	65	48,2					
28	30028	90	84	15		S	N	20	70	51,7	S	N,L	19	70	41,4
29	30029	93	87	15		S	N	20	70	55,1					
30	30030	96	90	20		S	N	20	75	58,6	S	N	19	75	46,9
30	30030	96	90	20							R	N	19	70	46,9
31	30031	99	93	20		S	N	20	80	62,5					
32	30032	102	96	20		S	N	20	80	66,5	S	N,L	19	80	53,2
33	30033	105	99	20		S	N	20	80	70,4					
34	30034	108	102	20		S	N	20	85	74,4					
35	30035	111	105	20		S	N	20	85	78,3	S	N	19	85	62,5
36	30036	114	108	20		S	N	20	90	82,6	S	N	19	90	66,1
37	30037	117	111	20		S	N	20	90	87					
38	30038	120	114	20		S	N	20	95	91,8					
39	30039	123	117	20		S	N	20	100	95,7					
40	30040	126	120	20		S	N	20	100	100	S	N,L	19	100	80
40	30040	126	120	20							R	N	19	75	80
42	30042	132	126	20		S	N	20	100	109,6	S	N,L	19	100	87,7
45	30045	141	135	20		S,N	N	20	100	124	S	N	19	100	99,2
48	30048	150	144	20		S	N	20	100	139	S	N,L	19	100	111
50	30050	156	150	25		S,N	N	20	110	149	S	N	19	110	119
50	30050	156	150	25		G	X		80		S				
54	30054	168	162	25		S	N	20	110	171	S	N	19	110	137
56	30056	174	168	25		S	N	20	120	182	S	N	19	120	146
60	30060	186	180	25		S	N	20	120	204	S	N,L	19	120	165
60	30060	186	180	25		G	X		80						
70	30070	216	210	25							S	N	19	120	211
72	30072	222	216	25		S	N	20	120	275	S	N,L	19	120	220
76	30076	234	228	25		G			90						
80	30080	246	240	25		S,N	N	20	120	321	S	L			257
80	30080	246	240	25		G	X		90						
95	30095	291	285	25		G	X		100						
100	30100	306	300	25		G	X		100						
114	30114	348	342	25		G	X		100						

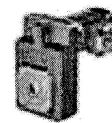
\* 24 mm hammasleveys tehdastoimituksena.

Vääntömomenttiarvot (Nm) teräspyörille, ks. s. 1:4

Tilausesimerkki: LH 30040S30N Lieriöhammaspyörä, moduli 3, z=40, teräs (S),  
hampaan leveys 30 mm, rakenne N

(3, s. 11.)

Flachgetriebemotoren **F**  
 Shaft mounted helical geared motors **F**  
 Motoréducteurs à arbre parallèles **F**



STÖBER ANTRIEBSTECHNIK

Bitte beachten Sie die Hinweise auf Seite F10!

Please take notice of the indications on page F10!

Veuillez s. v. p. prendre en considération les observations à la page F10!

$n_2(50\text{Hz})$	$M_2$	S	$n_2(87\text{Hz})$	$M_2$	S	Typ	G	$i_{ges}$	$i_{exakt}$	$J_1$
[min <sup>-1</sup> ]	[Nm]	[-]	[min <sup>-1</sup> ]	[Nm]	[-]		[kg]	[-]	[-]	[10 <sup>-4</sup> kgm <sup>2</sup> ]
<b>0,12 kW (50Hz)</b>			<b>0,21 kW (87Hz)</b>							
9,8	114	1,1	17	114	1,1	F102_1400 D63K4	17,0	139,8	559/4	1,9
12	91	1,3	21	91	1,3	F102_1120 D63K4	17,0	111,9	2015/18	1,9
15	76	1,6	25	76	1,6	F102_0940 D63K4	17,0	93,63	7865/84	1,9
20	57	2,1	34	57	2,1	F102_0700 D63K4	17,0	70,06	1261/18	1,9
24	46	2,6	42	46	2,6	F102_0560 D63K4	17,0	55,97	2015/36	2,0
30	38	3,2	51	38	2,8	F102_0460 D63K4	17,0	46,43	325/7	2,0
39	29	3,7	68	29	3,0	F102_0350 D63K4	17,0	35,05	3575/102	2,0
49	23	3,9	84	23	3,1	F102_0280 D63K4	17,0	28,17	169/6	2,1
59	19	4,0	103	19	3,2	F102_0230 D63K4	17,0	23,08	3185/138	2,1
74	15	4,2	129	15	3,3	F102_0185 D63K4	17,0	18,46	1495/81	2,2
101	11	3,7	175	11	3,0	F102_0135 D63K4	17,0	13,59	231/17	2,1
125	8,9	3,9	217	8,9	3,1	F102_0110 D63K4	17,0	10,92	273/25	2,2
153	7,3	4,0	265	7,3	3,2	F102_0089 D63K4	17,0	8,948	1029/115	2,3
<b>0,18 kW (50Hz)</b>			<b>0,31 kW (87Hz)</b>							
3,7	442	0,91	6,4	442	0,91	F303_3670 D63M4	38,1	366,8	99029/270	2,5
4,9	332	1,2	8,5	332	1,2	F303_2760 D63M4	38,1	275,6	32242/117	2,5
6,1	268	0,90	11	268	0,90	F203_2220 D63M4	28,5	222,2	2444/11	2,5
6,1	266	1,5	11	266	1,5	F303_2210 D63M4	38,1	221,2	191149/864	2,5
7,4	223	1,8	13	223	1,8	F303_1850 D63M4	38,1	184,8	29939/162	2,5
7,4	222	1,1	13	222	1,1	F203_1840 D63M4	28,5	184,3	16215/88	2,5
9,7	172	1,4	17	172	1,4	F202_1410 D63M4	25,6	140,9	1550/11	2,4
12	138	1,7	21	138	1,6	F202_1130 D63M4	25,6	112,7	1240/11	2,5
12	137	0,88	21	137	0,88	F102_1120 D63M4	17,4	111,9	2015/18	2,4
15	114	1,0	25	114	1,0	F102_0940 D63M4	17,4	93,63	7865/84	2,4
14	115	2,1	25	115	1,7	F202_0940 D63M4	25,6	93,82	1032/11	2,5
19	86	1,4	34	86	1,4	F102_0700 D63M4	17,4	70,06	1261/18	2,4
24	68	1,8	42	68	1,8	F102_0560 D63M4	17,4	55,97	2015/36	2,5
29	57	2,1	51	57	1,9	F102_0460 D63M4	17,4	46,43	325/7	2,5
39	43	2,5	67	43	2,0	F102_0350 D63M4	17,4	35,05	3575/102	2,5
48	34	2,6	84	34	2,1	F102_0280 D63M4	17,4	28,17	169/6	2,6
59	28	2,7	102	28	2,1	F102_0230 D63M4	17,4	23,08	3185/138	2,6
74	23	2,8	128	23	2,2	F102_0185 D63M4	17,4	18,46	1495/81	2,7
100	17	2,5	173	17	2,0	F102_0135 D63M4	17,4	13,59	231/17	2,6
125	13	2,6	216	13	2,1	F102_0110 D63M4	17,4	10,92	273/25	2,7
152	11	2,7	263	11	2,1	F102_0089 D63M4	17,4	8,948	1029/115	2,8
190	8,7	2,8	329	8,7	2,2	F102_0072 D63M4	17,4	7,156	322/45	3,0
<b>0,25 kW (50Hz)</b>			<b>0,43 kW (87Hz)</b>							
3,2	723	0,97	5,5	723	0,97	F403_4400 D71K4	47,3	439,7	58045/132	4,1
3,8	601	1,2	6,6	601	1,2	F403_3660 D71K4	47,3	365,6	3290/9	4,1
5,0	453	0,88	8,7	453	0,88	F303_2760 D71K4	39,7	275,6	32242/117	4,1
5,0	451	1,6	8,7	451	1,6	F403_2740 D71K4	47,3	274,4	59267/216	4,1
6,3	364	1,1	11	364	1,1	F303_2210 D71K4	39,7	221,2	191149/864	4,1
6,3	360	1,9	11	360	1,9	F403_2190 D71K4	47,3	219,2	94705/432	4,1
7,5	304	1,3	13	304	1,3	F303_1850 D71K4	39,7	184,8	29939/162	4,1
7,5	302	2,3	13	302	2,3	F403_1840 D71K4	47,3	183,9	39715/216	4,1
9,8	235	1,0	17	235	1,0	F202_1410 D71K4	27,2	140,9	1550/11	4,0
9,8	235	1,7	17	235	1,7	F302_1410 D71K4	34,8	140,6	7595/54	4,1
12	188	1,3	21	188	1,3	F202_1130 D71K4	27,2	112,7	1240/11	4,1
12	188	2,1	21	188	2,1	F302_1130 D71K4	34,8	112,8	3724/33	4,1
15	157	1,5	26	157	1,5	F202_0940 D71K4	27,2	93,82	1032/11	4,1
15	156	2,6	26	156	2,4	F302_0940 D71K4	34,8	93,64	4214/45	4,2
20	117	1,0	34	117	1,0	F102_0700 D71K4	19,0	70,06	1261/18	4,0
20	117	2,1	34	117	2,1	F202_0700 D71K4	27,2	70,13	5400/77	4,1
24	95	2,5	42	95	2,5	F202_0570 D71K4	27,2	56,73	624/11	4,2



# LÄHTÖTIETOMUISTIO

Tekijä<sup>1</sup> Tomi Laava

Tilaaja<sup>2</sup> Oulun seudun ammattikorkeakoulu, Tekniikan yksikkö

Tilaajan yhdyshenkilö ja yhteystiedot<sup>3</sup> Jussi Kangasoja

Työn nimi<sup>4</sup> Maastajuoksusimulaattorin mekaniikkasuunnittelu

Työn kuvaus<sup>5</sup> Työssä suunnitellaan maastajuoksusimulaattorin kallisteleva mekaniikka. Mekaniikan tulee kyetä kallistumaan ja simuloimaan korkeuseroja sivuttais – ja pitkittäissuunnassa. Liikkeiden tulee olla nopeudeltaan realistisia normaaliin juoksuvauhtiin verrattaessa. Työ on osa kokonaisprojektia joka suoritetaan yhteistyössä toisten yksiköiden ja koulutusohjelmien kanssa.

Työn tavoitteet<sup>6</sup> Tavoitteena ideoida ja suunnitella toimiva mekanismi, joka voidaan tarvittaessa valmistaa tai kehittää lisää uusien tarpeiden ilmetessä. Työn tuloksena mekanismin kokoonpanopiirustus ja voimansiirtokomponenttien määrittely.

Tavoiteaikataulu<sup>7</sup> Työ aloitetaan maaliskuussa ja se valmistuu alustavasti kesäkuun lopussa.

Päiväys ja allekirjoitukset<sup>8</sup> \_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_  
\_\_\_\_\_

<sup>1</sup> Tekijän nimi, puhelinnumero ja sähköpostiosoite.

<sup>2</sup> Työn teettävän yrityksen virallinen nimi.

<sup>3</sup> Sen henkilön nimi ja yhteystiedot, joka yrityksessä valvoo työn suoritusta.

<sup>4</sup> Työn nimi voi olla tässä vaiheessa työnimi, jota myöhemmin tarkennetaan.

<sup>5</sup> Työ kuvataan lyhyesti. Siinä esitetään muun muassa työn tausta, lähtötilanne ja työssä ratkaistavat ongelmat.

<sup>6</sup> Esitetään lyhyesti ja selvästi työn tavoitteet.

<sup>7</sup> Esitetään projektin tavoiteaikataulu. Silloin, kun työllä on välitavoitteita, myös ne merkitään aikatauluun.

Tavoiteaikataulun ja oppilaitoksen yleisaikataulun perusteella tekijä laatii oman aikataulunsa.

<sup>8</sup> Lähtötietomuiستio päivätään ja sen allekirjoittavat tekijä ja tilaajan yhdyshenkilö